

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
СИНТЕЗ И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ
Учебно-методическое пособие

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РГР.....	7
Организация работы над проектом	14
1. РГЗ 1 . СИНТЕЗ И КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА	16
1.1 Общие сведения	16
1.1.1 Основные определения.....	16
1.1.2 Анализ структурной схемы механизмов	20
1.1.3 Группы Асура	25
1.2 Пример расчёта.....	25
2. РГЗ 2 . КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ (СИЛОВОЙ) РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА	43
2.1 Общие сведения	43
2.1.1 Основные определения.....	43
2.1.2 Силы действующие на механизм	44
2.1.3 Кинетостатический расчёт механизма	46
2.2 Пример расчёта.....	47
3. РГЗ 3 .СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА.....	62
3.1 Общие сведения	62
3.1.1 Основные определения.....	62
3.1.2 Виды кулачковых механизмов.....	64
3.1.3 Некоторые законы движения ведомого звена и определение постоянных интегрирования.....	65
3.1.4 Фазовые углы.....	68
3.1.5 Углы передачи движения.....	68
3.1.6 Графическое интегрирование.....	70
3.1.7 Рекомендуемые масштабы величин, откладываемых на оси абсцисс.....	72
3.1.8 Метод обращённого движения.....	74

3.1.9 Построение заменяющего механизма	75
3.1.10 Графические методы определения углов передачи движения.....	77
3.1.11 Аналитический метод определения минимального радиуса r_0	80
3.2 Пример расчёта.....	84
4. РГЗ 4. СИНТЕЗ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	97
4.1 Общие сведения	97
4.1.1 Зубчатые передачи.....	97
4.1.2 Планетарные зубчатые передачи	98
4.1.3 Передаточные отношения планетарных передач	102
4.2 Пример расчёта.....	109
4.2.1 Синтез передачи с $i^{(H)} < 0$ и двухвенцовыми сателлитами.....	109
4.2.2 Построение картины линейных и угловых скоростей.....	112
4.2.3 Расчёт и вычерчивание зацепления	114
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	122
ПРИЛОЖЕНИЕ К РГЗ 1, И РГЗ 2	
ПРИЛОЖЕНИЕ К РГЗ 3	
ПРИЛОЖЕНИЕ К РГЗ 4	

ВВЕДЕНИЕ

Создание новых, более совершенных машин и механизмов требует развития существующих и разработки новых методов их анализа и синтеза. Важнейшая роль в решении этих задач принадлежит теории машин и механизмов. В данной дисциплине изучаются вопросы синтеза структурной и кинематической схем механизмов; компоновки механизмов и согласования их движения; силовой анализ механизма; определение закона движения механизма, обусловленного заданными силами; оценка виброзащиты механизмов; управление движением и ряд других вопросов. Теория машин и механизмов базируется на законах и положениях теоретической механики и является основой создания механизмов и машин.

Важную роль в создании новых механизмов и машин приобретает качество подготовки высококвалифицированных инженеров. Инженер-конструктор должен владеть современными методами расчета и конструирования новых быстроходных автоматизированных и высокопроизводительных машин. Рационально спроектированная машина должна удовлетворять социальным требованиям — безопасности обслуживания и создания наилучших условий для обслуживающего персонала, а также эксплуатационным, экономическим, технологическим и производственным требованиям. Эти требования представляют собой сложный комплекс задач, которые должны быть решены в процессе проектирования новой машины.

Решение этих задач на начальной стадии проектирования состоит в выполнении анализа и синтеза проектируемой машины, а также в разработке ее кинематической схемы, обеспечивающей с достаточным приближением воспроизведение требуемого закона движения.

Для выполнения этих задач студенты — будущие инженеры — должны изучить основные положения теории машин и общие методы кинематического и динамического анализа и синтеза механизмов, а также приобрести навыки в применении этих методов к исследованию и проектированию кинематических схем механизмов и машин различных типов.

Поэтому наряду с изучением курса теории механизмов и машин в учебных планах предусматривается обязательное выполнение студентами расчётно-графической работы по теории механизмов и машин. РГР содержит задачи по исследованию и проектированию машин, состоящих из сложных и простых в структурном отношении механизмов (шарнирно-рычажных, кулачковых, зубчатых и др.). РГР способствует закреплению, углублению и обобщению теоретических знаний, а также применению этих знаний к комплексному решению конкретной инженерной задачи по исследованию и расчету механизмов и машин; оно развивает у студента творческую инициативу и самостоятельность, повышает его интерес к изучению дисциплины и прививает некоторые навыки научно-исследовательской работы.

Учебное пособие написано применительно к общетехнической дисциплине «Теория механизмов и машин», предусматривающей изучение общих методов исследования и проектирования механизмов и общих вопросов механики машин. При выполнении работы студент использует знания, которые он получил при изучении теоретической части дисциплины, выполнении лабораторных работ и домашних заданий, а также предшествующих общетехнических дисциплин: физики, математики, теоретической механики, сопротивления материалов, черчения.

Тематика РГР имеет вид комплексного инженерного проекта, в основу методики которого положено его деление на ряд задач, включающих проектирование структурной и кинематической схем рычажного механизма по заданным условиям; силовой анализ механизма с учётом масс звеньев при движении их с ускорением; синтез кулачковых механизмов; проектирование планетарных зубчатых передач, расчёт оптимальной геометрии зубчатых зацеплений. Своевременность сдачи отдельных задач и защиты всей работы в целом обеспечивается необходимой ритмичностью выполнения и систематизацией работы.

В каждой задаче дан пример её выполнения, представлены необходимые материалы для расчётов, в большинстве задач приведены расчётные и графические примеры.

Цели и задачи РГР:

- систематизировать, закрепить и расширить теоретические знания;
- развить расчётно-графические навыки студентов ;
- привить навыки самостоятельного решения предложенных инженерно-технических задач;
- привить навыки использования общих методов проектирования и исследования механизмов для создания конкретных машин и приборов различного назначения на основе полученных знаний по всем предшествующим общеобразовательным и общетехническим дисциплинам;
- развить у студента самостоятельность и творческую инициативу;
- привить некоторые навыки научно-исследовательской работы.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РГР

При решении задач проектирования кинематических схем механизмов необходимо учитывать структурные, метрические, кинематические и динамические условия, обеспечивающие воспроизведение проектируемым механизмом заданного закона движения.

В каждом из заданий представлены преимущественно плоские механизмы, включающие и низшие и высшие пары.

Наиболее ответственным этапом в проектировании машины является разработка структурной и кинематической схем машины, которые в значительной степени определяют конструкцию отдельных узлов и деталей, а также эксплуатационные качества машины.

Ввиду того, что студент, приступающий к выполнению первой работе, не имеет еще систематических специальных знаний и опыта, и потому не может учесть влияния различных факторов на общую схему проектирования и найти оптимальное решение поставленной перед ним задачи, в качестве заданий на РГР выдаются разработанные кинематические схемы существующих машин.

При исследовании привода значительное внимание уделено аналитическим и графическим способам, а также методам подбора по заданному передаточному отношению числа зубьев рядового соединения колес и планетарного соосного редуктора.

Вопросы синтеза и анализа привода увязаны с вопросами геометрического синтеза зубчатого зацепления (геометрия и кинематика зубчатых передач).

Задача построения профилей эвольвентного зацепления по найденным параметрам сопряженных колес решается графическим путем.

В современных машинах и приборах широкое применение получили также кулачковые механизмы. При проектировании по заданной схеме кулачкового механизма рабочего профиля кулачка студент, исходя из технологических, динамических и других требований, предъявляемых к машине, задается законом движения ведущего и ведомого звеньев, выраженным уравнением движения или диаграммами.

Закон движения может быть представлен как диаграммой перемещения ведомого звена в функции угла поворота ведущего при его равномерном вращении, так и графиком скорости, или графиком тангенциальных ускорений в функции того же угла. Характер этих уравнений или диаграмм может быть различным в зависимости от заданных условий движения. Исходя из соображений динамической целесообразности (отсутствие ударов в механизме), обычно в качестве закона движения ведомого звена задаются кривой тангенциальных ускорений и по ней методом последовательного графического интегрирования при заданных начальных условиях строят диаграмму скоростей и диаграмму перемещений, являющуюся исходным графиком для построения профиля кулачка. Проектирование профиля кулачка можно осуществить общими приемами построения взаимоогibaемых кривых.

При проектировании кулачкового механизма, кроме задачи профилирования кулачка, обеспечивающего воспроизведение заданного закона движения (кинематический синтез), приходится определять еще и рациональные размеры механизма (динамический синтез). Выбор этих размеров, т. е. определение

области возможного расположения центра вращения кулачка, обуславливается не только конструктивными соображениями, но и предельными значениями заданного угла передачи, при которых создаются благоприятные условия работы проектируемого кулачкового механизма. Для оценки работы механизма и проверки, отдельных его параметров спроектированный кулачковый механизм должен быть подвергнут анализу с целью установления динамических свойств, а также степени точности и правильности воспроизведения им заданного закона движения.

По заданной диаграмме перемещений $[s = s(t)]$ диаграммы скоростей и тангенциальных ускорений в любом случае можно построить методом графического дифференцирования. Однако во избежание возможных искажений, сопровождающих процесс графического дифференцирования особенно в диаграмме тангенциальных ускорений $\omega^t = \frac{dv}{dt}$, для двух-трех положений в целях получения более точных результатов следует пользоваться методами планов скоростей и ускорений, заменяя высшие пары кулачкового механизма кинематическими цепями с низшими парами при сохранении кинематической эквивалентности.

Имея расчетные размеры звеньев отдельных механизмов и составив круговую циклограмму движения, можно приступить к компоновке машины и построению ее кинематической схемы, обеспечивающей выполнение требуемой последовательности в работе отдельных механизмов.

Прежде чем приступить к кинематическому анализу шарнирно-рычажного механизма, необходимо произвести его структурный анализ, т. е. выяснить характер кинематических пар, подсчитать число их и число подвижных звеньев и определить описываемые точками этих звеньев траектории. В результате этого анализа после отбрасывания всех цепей наслоения должен получиться механизм I класса (начальный механизм), содержащий неподвижное и начальное звено, закон движения которого задан в предположении однократной степени подвижности механизма.

Структурный анализ дает возможность определить порядок и методы кинематического исследования. Задачи кинематики комплексно связаны с

задачами кинестатики. Произведенный структурный анализ позволяет решить задачу кинестатического расчета в последовательности, обратной порядку кинематического исследования, т. е. начиная расчете последней, считая от ведущего звена, ассуровой группы и кончая ведущим звеном.

Кинестатический расчет даёт возможность определить реакции в кинематических парах, уравновешивающий момент или уравновешивающую силу на ведущем звене и усилия, действующие на отдельные звенья механизма. Эти усилия необходимы при расчете звеньев на прочность и определении их рациональных конструктивных форм. Для контроля правильности графических построений по определению величины уравновешивающей силы, произведенных методом планов сил, для одного-двух положений механизма целесообразно найти величину этой силы также по методу Н. Е. Жуковского и определить относительную величину расхождения в обоих случаях. Расчетно-графическая работы должна заканчиваться определением мощности двигателя, если проектируется рабочая машина, и махового момента. В некоторых случаях для спроектированной машины вместо момента инерции маховика целесообразно определить коэффициент неравномерности движения механизма.

В процессе выполнения расчетно-графической работы составление объяснительной задачи по каждому разделу должно предшествовать оформлению графической части проекта. В начале задачи студент на основе исходных данных составляет план проведения анализа расчета механизмов и необходимых графических построений, а также указывает те способы и методы, которыми он предполагает пользоваться при решении поставленной перед ним задачи.

Задача должна содержать вспомогательные построения, схемы, графики, таблицы, а также приведены структурные формулы, кинематические и кинестатические расчеты отдельных звеньев, групп и механизмов проектируемой машины и указаны те соображения, которые легли в основу этих расчетов.

В задаче должно быть уделено значительное внимание подбору и определению числовых масштабов планов сил, скоростей, ускорений и

диаграмм. Диаграмму можно использовать для характеристики закономерности процесса, ею изображаемого, только в том случае, если определены числовые масштабы всех величин, характеризующих процесс.

В задаче должны быть изложены вопросы, не нашедшие отражения в графической части. Содержание вопросов всех разделов записки излагается в определенной системе, их взаимосвязи с вопросами структуры, кинематики и динамики механизмов. Изложение должно быть сжатым, четким, технически грамотным.

Теоретические сведения излагаются в задаче лишь в том объеме, который необходим для расчетов и уяснения свойств и структурных особенностей механизмов.

Искомые величины, рассчитываемые по известным формулам, необходимо вычислять в соответствии с точностью заданных параметров по правилам приближенных вычислений и с точностью, допускаемой графическими построениями. Все расчёты выполняются в единицах СИ.

При выполнении РГР используются таблицы. Для овладения навыками пользования ими рекомендуется: усвоить название, назначение таблицы, чётко представлять искомую величину, её единицу; уяснить, от каких известных величин зависит искомая величина.

Каждая задача РГР делится на подразделы, а подразделы – на пункты. Задачи нумеруются одной цифрой: 1, 2 и т.п.; подразделы в задачах – двумя цифрами 2.1 2.2 и т. п.; пункты в подразделах – тремя цифрами: 1.2.1, 1.2.2 и т. п. Каждый с новой строки. Такое деление систематизирует изложение задач, и используются при ссылках на соответствующий материал.

Таблицам и рисункам присваивается двузначный номер, где первая цифра – номер задачи, а вторая - номер рисунка или таблицы .

В конце методического пособия приводятся приложения к каждой расчётно-графической задаче, которые содержат технические задания (кинематические схемы и таблицы с исходными данными). Приложения к РГЗ 1 и РГЗ 2

объединены и содержат 25 схем и 25 заданий. Приложение к РГЗ 3 содержит 3 схемы и 10 заданий, приложение к РГЗ 4 -10 схем и 10 заданий.

Знание студентом общих методов исследования и проектирования кинематических схем механизмов является необходимым условием удовлетворительной оценки расчетно-графической работы.

Объем и содержание РГР должны отвечать уровню подготовки студента и времени, отведённому по учебному плану на работу. В зависимости от объекта проектирования может оказаться необходимым уделить большее внимание решению одной задачи РГР, сокращая работу над другой. Объем и содержание расчётно-графической работы определены преподавателем и утверждены кафедрой.

Оформление РГР:

Согласно ГОСТ 2.105—79 расчетно-графическая работа должна содержать:

Титульный лист.

Исходные данные из задания на проект и схему.

Содержание.

Перечень сокращений, символов.

Раздел 1. Синтез и кинематическое исследование рычажного механизма.

Раздел 2. Кинетостатический расчет механизма.

Раздел 3. Синтез кулачкового механизма.

Раздел 4. Синтез зубчатой передачи.

Список использованных источников.

Разделы следует делить на подразделы. Например, в разд. 1 могут быть подразделы:

1.1. Синтез по коэффициенту изменения скорости хода.

1.2. Структурный анализ.

1.3. Построение планов скоростей и ускорений.

1.4. Построение диаграмм.

1.5. Сравнение данных, полученных из планов и диаграмм, выводы.

Записка должна сопровождаться иллюстрациями, обозначаемыми рис. 1.1, рис. 2.1 и т. д., со ссылками на них в тексте.

При выполнении вычислений следует исходить из практически необходимой точности.

Записка должна быть аккуратно оформлена на листах формата А4 (297x210) и сшита. Первой страницей является титульный лист, второй — исходные данные и т. д. Номера страниц проставляются в правом верхнем углу (кроме титульного листа).

Графическая часть проекта выполняется карандашом на листах формата А4. Надписи должны быть выполнены стандартным шрифтом ГОСТ 2.304—81. Каждый лист чертежей и записки должен иметь рамку с полями слева 20мм,

-в соответствии с содержанием задачи тщательно проработать теоретический материал по учебнику и конспекту ;

-осмыслить цель задачи и изучить последовательность её выполнения ;

-заготовить необходимые принадлежности для работы .

Таблица 0.1. Структура и объём дисциплины

Виды работ	Специальность		
	230300	280900	
	Д/о	Д/о	З/о
Всего часов , в том числе	119	51	51
Лекции	30	16	4
Практические занятия	14	8	-
Лабораторный практикум	14	-	4
Самостоятельные работы	61	27	43
Формы контроля (указать семестр)			
Экзамен	5	5	5

РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ ЗАДАЧА 1

СИНТЕЗ И КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Цель:

1. Определить класс механизма.

2. Построить в масштабе кинематическая схема механизма и произвести разметку траектории точек для 12 положений входного звена механизма , начиная с одного из крайних.

3. Построить диаграмма перемещения рабочего звена в функции времени (или угла поворота кривошипа).

4. Графическим дифференцированием построить диаграмму скоростей.

5. Графическим дифференцированием графика скорости построить диаграмму ускорений.

6. Определить масштабы диаграмм.

7. Построить планы скоростей и ускорений для одного положения механизма.

8. Определить масштабы планов.

1.1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.

1.1.1 ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ.

Рычажным называют механизм, звенья которого образуют только вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические пары.

Шартирным называют механизм, звенья которого образуют только вращательные пары.

Структурная схема механизма - схема механизма , указывающая стойку, подвижные звенья ,виды кинематических пар и их взаимное расположение. Может изображаться графически ,либо цифровой, либо буквенно-цифровой записью.

Кинематическая схема механизма - структурная схема с указанием размеров звеньев, необходимых для кинематического анализа механизма.

Синтез механизма - проектирование механизма по заданным его свойствам, включая выбор структурной схемы и определение параметров механизма.

Структурный синтез - проектирование структурной схемы механизма

Кинематический синтез - проектирование кинематической схемы механизма.

Динамический синтез - проектирование кинематической схемы механизма с учётом его динамических свойств, в том числе и распределения масс звеньев.

Звено механизма - твёрдое тело, входящее в состав механизма. Звено может состоять из нескольких деталей, образующих неразъёмное или разъёмное соединение, не допускающее между деталями относительного движения .

Функция положения механизма – зависимость координаты выходного звена от обобщённых координат механизма.

Выходное звено – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм.

Обобщённая координата механизма – каждая из независимых между собой координат, однозначно определяющих положение всех звеньев механизма относительно стойки при наименьшем их числе.

Число степеней свободы механизма - число независимых вариаций обобщённых координат (возможных перемещений) механизма. Структурные степени свободы механизма определяются геометрическими связями. Параметрические степени свободы зависят от массы, жёсткости звеньев и параметров режима движения.

Связи - ограничения , налагаемые на положения и скорости твёрдого тела или материальной точки, которые должны выполняться при любых действующих на механическую систему силах. Всякую связь можно отбросить и заменить силой-реакцией связи или системой сил в общем случае. Связи в механизмах осуществляются с помощью элементов контактирующих звеньев в кинематической паре, гибких элементов ,магнитного поля и т .д.

Связи, удерживающие и неудерживающие различают в зависимости от ограничений на перемещения в противоположных направлениях.

Кинематическая пара — соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.

Приводная кинематическая пара — кинематическая пара, в которой звенья перемещаются принудительно посредством привода, смонтированного на них.

Входное звено — звено, которому сообщается движение для приведения в движение других звеньев механизма.

Начальная кинематическая пара — пара, звеньям которой приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма.

Начальное звено — звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма.

Элемент кинематической пары — совокупность поверхностей, линий и отдельных точек звена, по которым оно может соприкаться с другим звеном, образуя кинематическую пару. ... *Кинематическая цепь* — система звеньев, связанных между собой кинематическими парами.

Контур — линия, очерчивающая расположение звеньев в механизме. Механизм может содержать один или несколько замкнутых или незамкнутых контуров.

Векторный контур механизма — контур, составленный из геометрических векторов, связанных со звеньями механизма

Подвижность кинематической пары — число степеней свободы в относительном движении ее звеньев. Различают одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижные кинематические пары

Класс кинематической пары — число связей, наложенных на относительное движение звеньев кинематической пары. В плоских механизмах подвижность пары не связана однозначно с ее классом.

Поступательная пара — одноподвижная пара, допускающая прямолинейно-поступательное движение одного звена относительно другого.

Вращательная пара — одноподвижная пара, допускающая вращательное движение одного звена относительно другого.

Винтовая пара — одноподвижная пара, допускающая винтовое движение одного звена относительно другого.

Цилиндрическая пара — двухподвижная пара, допускающая вращательное и поступательное (вдоль оси вращения) движение одного звена относительно другого

Сферическая (с пальцем) двухподвижная — двухподвижная пара, допускающая сферическое движение одного звена относительно другого.

Сферическая трехподвижная — трехподвижная пара, допускающая сферическое движение одного звена относительно другого.

Плоскостная пара — трехподвижная пара, допускающая плоское движение одного звена относительно другого

Низшая пара — кинематическая пара, в которой элементы звеньев соприкасаются по поверхности постоянно, обеспечивая требуемое относительное движение звеньев.

Высшая пара — кинематическая пара, в которой элементы звеньев соприкасаются по линиям или в точках постоянно, обеспечивая требуемое относительное движение звеньев.

Кинематическое соединение — кинематическая цепь с числом звеньев более двух, эквивалентная заменяющей кинематической паре, но отличающаяся по своей конструкции. *Избыточные связи в механизме* — повторяющиеся (или зависимые) связи, удаление которых не изменяет заданного числа степеней свободы механизма. Отклонения в расположении связей компенсируются деформациями звеньев, износом контактирующих поверхностей, зазорами между элементами пар, повышенной точностью изготовления и сборки звеньев, кромочным контактом элементов пар. Структурная схема механизма без избыточных связей называется *основной схемой*.

Структурная группа — кинематическая цепь, число степеней, свободы которой равно нулю относительно элементов ее внешних пар и которая не может

распадаться на более простые структурные группы. Структурные группы могут быть однозвенными (с двумя или большим числом кинематических пар разной подвижности), двухзвенными и многозвенными. Структурная группа удовлетворяет следующим условиям:

$$\text{плоская группа } 3n=2p_1-p_2 \quad (1.1)$$

пространственная группа $6n=5p_1+4p_2+3p_3+2p_4+p_5$ (1.2) Здесь n — число звеньев в группе; p_1, p_2, \dots, p_5 — число кинематических пар, подвижность которых указана цифровым индексом.

Угол давления — угол между направлениями нормальной реакции в кинематической паре и скоростью точки приложения этой силы. В зависимости от типа механизма при синтезе назначают допустимые значения угла давления $\theta_{\text{доп}}$

Плоский механизм — механизм, подвижные звенья которого совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости. Все остальные механизмы относятся к пространственным механизмам.

Квазиплоский механизм — пространственный механизм, по своей структуре не имеющий избыточных контурных связей, однако элементы кинематических пар имеют такое расположение в пространстве, при котором звенья совершают сложное движение, достаточно близкое к плоскому движению, параллельному одной и той же неподвижной плоскости. Это позволяет при расчете кинематических и кинетостатических параметров характеристик механизма пользоваться с некоторыми допущениями двухмерными системами отсчета взамен трехмерной системы отсчета.

1.1.2 АНАЛИЗ СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ МЕХАНИЗМОВ.

Для пары определенного вида используется несколько видов условных обозначений (например, в табл. 1.1 — графические обозначения вращательной пары), позволяющих наиболее полно отобразить связи между элементами кинематической пары с приближенным учетом или вовсе без учета действительного расположения и соотношения размеров этих элементов. Для текстовых документов используются буквенные обозначения и цифровой код.

Например, одноподвижная вращательная пара обозначается $1в$, цифровой код [100]; поступательная — $1п$, цифровой код [010]; винтовая — $1ви$, цифровой код [001]. Первая цифра кода отражает число вращательных, вторая — число поступательных и третья — число винтовых перемещений в относительном движении звеньев пары.

Таблица 1.1 Условные обозначения кинематических пар .

Число степеней свободы W	Наименование кинематической пары	Обозначение и код	Условное графическое обозначение
1	Вращательная	$1в$ [100]	
	Поступательная	$1п$ [010]	
	Винтовая	$1ви$ [001]	
2	Цилиндрическая	$2ц$ [110]	
	Сферическая с пальцем	$2сп$ [200]	
3	Сферическая	$3с$ [300]	
	Плоскостная	$3пл$ [120]	
4	Линейная	$4л$ [220]	
	Сфера — цилиндр	$4сц$ [310]	
5	Точечная	$5т$ [320]	

Структурный и кинематический анализ механизмов имеет своей целью изучение теории строения механизмов, исследование движения звеньев с геометрической точки зрения, независимо от сил, вызывающих движение этих тел. В результате этого анализа после отбрасывания всех цепей наслоения должен получиться механизм первого класса (начальный механизм), содержащий неподвижное и начальное звено, закон движения которого задан в предположении однократной подвижности механизма.

Структурное и кинематическое исследование состоит в решении следующих задач:

1. Определение класса механизма, т. е. выяснение, из каких структурных групп состоит механизм, и в какой последовательности эти группы присоединяются к исходному механизму I класса.

2. Определение перемещений звеньев и траекторий, описываемых точками звеньев.

3. Определение скоростей отдельных точек звеньев и угловых скоростей звеньев.

4. Определение ускорений отдельных точек звеньев и угловых ускорений звеньев.

При анализе структурной схемы механизма определяют число n подвижных звеньев, числа p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 кинематических пар разной подвижности (цифровой индекс соответствует подвижности пары), общее число кинематических пар $p_{\Sigma} = \sum_{i=1}^5 p_i$, число q избыточных связей, число структурных групп при заданных начальных звеньях.

В плоском механизме предварительно наложенные общие связи лишают каждое из звеньев трёх степеней свободы, а именно: вращения вокруг двух координатных осей, лежащих в плоскости движения механизма и скольжения вдоль оси, перпендикулярной этой плоскости.

Поэтому кинематические пары могут наложить на относительное движение звеньев, образующих кинематическую пару, либо одно, либо два условия связи. Таким образом, в плоском механизме могут быть только следующие пары:

а) высшие кинематические (например, сопрягающиеся профили зубчатых цилиндрических колёс или система профиль кулачковой шайбы - толкатель). Число таких пар механизма будем обозначать p_1

б) вращательная (шарнир) или поступательная (ползун в направляющих). Число таких пар механизма будем обозначать p_2 .

В заданиях на проект приведены механизмы, в которых пассивные связи отсутствуют. Поэтому, подсчитав число звеньев механизма числа p_1 и p_2

кинематических пар можно по структурной формуле П. Л. Чебышева для плоского механизма подсчитать его степень подвижности:

$$W=3n-2 p_2- p_1 \quad (1.3)$$

В приведённой записи n обозначает только число всех подвижных звеньев механизма; стойка, следовательно, приведённой формулой не учитывается.

На рис. 1.1, *a* приведена структурная схема механизмов упаковочной машины. Изделию *И* сообщается последовательно горизонтальное и вертикальное перемещения. На схеме указаны три простейших механизма: кулисно-ползунный, зубчатая рядовая передача и кулачково-рычажный.

Точки звеньев всех трех механизмов совершают плоское движение, параллельное одной и той же плоскости, т. е. их можно рассматривать как плоские механизмы. Число W степеней свободы каждого из плоских механизмов системы можно определить по формуле Чебышева (1.3):

$$W=3n-2p_1-p_2$$

где n — число подвижных звеньев; p_i — число одноподвижных кинематических пар; p_2 — число двухподвижных кинематических пар.

Для кулисно-ползунного механизма $n = 5$ (кривошип 1, шатун 2, кулиса 3, шатун 4 и ползун 5); число одноподвижных кинематических пар

$p_1 = 7 [A(1,6); B(1,2); C(2,3); D(3,6); E(3,4); F(4,5); G(5,6)]$ двухподвижных кинематических пар в кулисно-ползунном механизме нет, т. е. $p_2 = 0$.

Тогда по формуле (1.3) получают: $W=3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$, т. е. механизм обладает одной степенью свободы. За начальное звено, которому приписывают обобщенную координату φ_{15} принимают кривошип 1.

Рядовая зубчатая передача состоит из двух цилиндрических колес с неподвижными осями. Следовательно, $n = 2$, $p_1 = 2$, $p_2 = 1$ и $W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 \cdot 1 = 1$. Этот механизм также имеет одну степень свободы. Зубчатое колесо 7 закреплено на валу кривошипа 1 и вращается вместе с ним.

Кулачково-рычажный механизм состоит из кулачка 9, ролика 10, толкателя 11, шатуна 12 и ползуна 13. Число подвижных звеньев $n = 5$. Число неподвижных кинематических пар $p_1 = 6$ и двухподвижных $p_2 = 1$.

Число степеней свободы этого механизма, вычисленное по формуле (1.4), равно двум:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 6 - 1 \cdot 1 = 2$$

Одна подвижность местная (вращение ролика 10 относительно собственной оси); основная подвижность $W_0 = 1$ реализуется в кулачковом механизме вращением кулачка 9, соединенного жестко с зубчатым колесом 8.

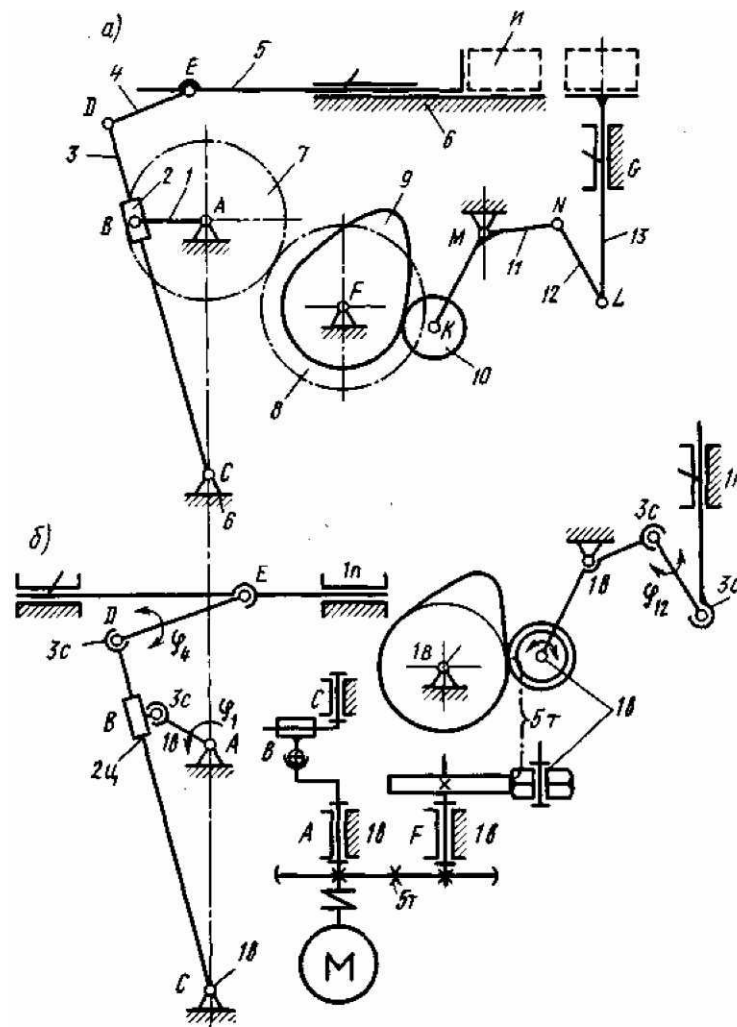


Рис. 1.1

1.1.3 ГРУППЫ АСУРА

Неподвижное звено и непосредственно связанное с ним вращательной либо поступательной парой ведущее звено образуют так называемый нулевой, или начальный, механизм (механизм 1-го класса). Легко убедиться, что эта система обладает одной степенью подвижности. В самом деле здесь $p_1=1$; $p_2=1$, поэтому $W=3*1-2*1=1$.

Более сложные схемы механизмов получаются последовательным присоединением к начальному механизму ряда кинематических цепей. Для того чтобы получаемый сложный механизм также обладал одной степенью подвижности, нужно, чтобы эти последовательные наслоения не изменяли степень подвижности начального механизма, равную единице. Это значит, что степень подвижности присоединяемых цепей должна равняться нулю. Такие простейшие цепи, степень подвижности, которых равна нулю, называют нормальными цепями, или группами Асура. Число звеньев и число кинематических пар таких групп, как и способы, их образования, весьма различны.

Механизм, образованный наслоением одних только двухзвенных групп, называют механизмом 2-го класса; механизм, в состав которого входят и четырёхзвенные группы, называют механизмом 3-го класса.

1.2. ПРИМЕР РАСЧЁТА.

Пример: Дана схема (рис. 1.1), длины звеньев $l_{O_1A} = 0,1$ м, $l_{AB} = 0,28$ м, $l_{BO_3} = 0,24$ м, $l_{CO_3} = 0,18$ м, $l_{CD} = 0,28$ м, $n = 400$ об/мин. Исследование механизма производится в 10-м положении.

По рядок расчета:

1). Выбираем масштаб для построения кинематической схемы, определяемый по формуле

$$\mu_l = \frac{l_{O_1A}}{O_1A} = \frac{0,1}{50} = 0,002 \text{ м / мм} \quad (1.4)$$

где $l_{O_1A} = 0,1$ — истинная длина звена;

$O_1A = 50$ мм — длина звена на чертеже.

2). В этом масштабе вычерчиваем планы механизма (рис. 1.2 , а) в 12 равноотстоящих положениях кривошипа. За нулевое следует принять одно из крайних положений механизма. Для этого необходимо найти длины отрезков всех остальных звеньев механизма, которые будут изображать их на чертеже:

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_1} = \frac{0,28}{0,002} = 140_{мм} \quad (1.5)$$

$$O_3C = \frac{l_{O_3C}}{\mu_1} = \frac{0,18}{0,002} = 90_{мм}; \quad (1.6)$$

и так далее.

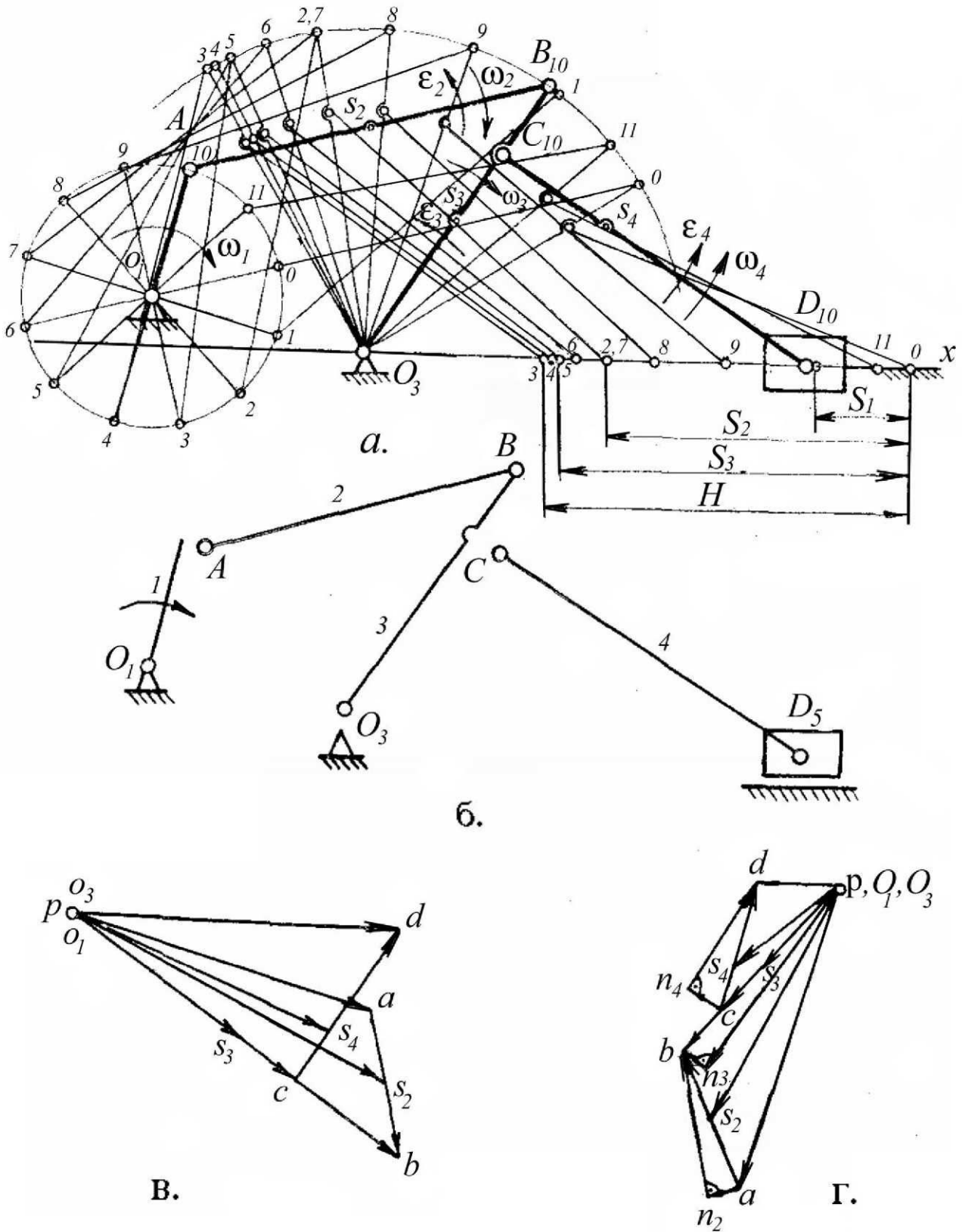


Рис. 1.2 Кинематическое исследование рычажного механизма методом планов: а — кинематическая схема; б — группы Ассура; в — план скоростей; г — план ускорений

Для того, чтобы найти правое крайнее положение механизма, нужно из точки O_1 ; отрезком длиной O_1A+AB сделать засечку на дуге радиуса O_3B . Получим точку B_0 для нулевого положения. Затем найдем все остальные положения звеньев механизма. С помощью засечки длиной $AB—O_1A$ на дуге радиуса O_3B определим левое крайнее положение точки B и обозначим ее через B_3 .

Производим структурный анализ:

Плоский механизм с низшими одноподвижными парами Имеет 8 звеньев :2 подвижных и 3 неподвижных.

1-кривошип O_1A (входное звено) - совершает полное вращение ;

2-шатун AB -совершает плоско- параллельное движение ;

3-коромысло BO_3 совершает качательное(плоско -параллельное)движение;

4-шатун CD -совершает плоско- параллельное движение;

5-ползун D (выходное звено) - совершает поступательное движение относительно стойки O_2

$O_1 O_2 O_3$ -стойки (неподвижные звенья)

Кинематические пары механизма:

1)стойка – кривошип($O_1 -1$): 1в (вращательная одноподвижная)(5класс , $H=1$ $S=5$), где H -степень свободы, S -условия связи;

2)кривошип-шатун(1-2): 1в (5 класс, $H=1$, $S=5$);

3)шатун-коромысло (2-3):1в(5 класс , $H=1$, $S=5$);

4)коромысло-стойка(O_3-3):1в (5класс, $H=1$, $S=5$);

5)коромысло – шатун (3-4): 1в(5 класс, $H=1$, $S=5$);

6)шатун – ползун(4-5):1в(5класс, $H=1$, $S=5$);

7)ползун-стойка(5- O_2): 1п (поступательная одноподвижная)(5 класс, $H=1$, $S=5$).

Заданный механизм плоский и относится к третьему семейству, то степень свободы механизма определяется по формуле Чебышева (1.3)

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

где n — число подвижных звеньев, равное в данном механизме 5;

p_5 —число кинематических пар 5-го класса (низшие кинематические пары). В данном механизме их 7 (0—1, 1—2, 2—3, 3—4, 3—0, 4—5, 5—0);

p_4 —число кинематических пар 4-го класса (высшие кинематические пары), их в механизме нет. Тогда: $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$,

В данном механизме нет лишних степеней свободы и пассивных связей

Проведем разложение механизма на структурные группы Ассур (рис.1.2, б). Разложение следует начинать с отделения группы, наиболее отдаленной от ведущего звена. Разложение будет правильным, если после отделения каждой группы оставшаяся часть представляет собой кинематическую цепь с тем же числом степеней свободы, что и исходный механизм. Поэтому разложение необходимо начать с попытки отделения групп 2-го класса (двухповодковых). В случае неудачи следует отделить группу 3-го класса или 4-го класса.

Кинематическое исследование механизма необходимо начинать с механизма 1-го класса, т. е. с ведущего звена. Задачи кинематического и силового исследования механизма в каждом положении его ведущего звена решаются для каждой группы Ассур отдельно, согласно формуле строения.

Механизм образован присоединением к первичному механизму (звено 1 и стойка 01) двух присоединительных групп :первой группы, состоящей из звеньев 2,3 и второй группы (присоединяется к первой), состоящей из звеньев 4 и 5. Степень свободы плоского механизма W_n

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

$$\text{Степень свободы первичного механизма } W_n = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1 .$$

После присоединения первой двухповодковой группы (звенья 2 и 3)

$$W_n = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1, \text{ после присоединения второй двухповодковой (звенья 4 и 5)}$$

$W_n = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$.Так как после присоединения групп (2, 3) и (4, 5) число степеней свободы всего механизма осталось равным единице ,то, следовательно, кинематическая цепь ,состоящая из звеньев 2 ,3, 4 и 5, присоединённых к начальному механизму ,обладает нулевой степенью свободы относительно начального механизма. Следовательно ,эти двухповодковые группы –группы

Ассура. Первая двухповодковая группа – группа Ассура 2-го класса, состоящая из звеньев 2-го порядка 1-го вида. Вторая двухповодковая группа - группа Ассура 2-го класса, состоящая из звеньев 2-го порядка 2-го вида. Формула строения механизма имеет

$$1(0,1) \rightarrow 2_{21}(2,3) \rightarrow 2_{22}(4,5)$$

По классификации Ассура-Артоболевского данный механизм является механизмом 2-го класса. Структурный анализ механизма всегда предшествует кинематическому исследованию.

Рассмотрим построение кинематических диаграмм. По найденным на планах механизма (рис. 1.2, а) положениям ведомого звена 5 вычерчиваем график перемещения ползуна D (рис. 1.3, а), начиная от крайнего правого положения. Так как по условию $\omega_1 = \text{const}$, то ось абсцисс является не только осью углов (φ поворота кривошипа, но и осью времени t).

Время оборота ведущего звена (кривошипа O_1A) в секундах, найдем по формуле

$$T = \frac{60}{n_{O_1,4}}. \quad (1.7)$$

Это время рекомендуется изображать на оси абсцисс отрезком $x = 0—12 = 120...180$ мм; тогда масштаб времени, с/мм

$$\mu_t = \frac{T}{x}. \quad (1.8)$$

Масштаб перемещений, откладываемых по оси ординат, берем таким же, что и масштаб длины на схеме механизма, или изменяем.

Дифференцируя график перемещений, получим график изменения скорости ведомого звена. Дифференцирование проводим графически методом хорд.

Последовательность построения графика $V_D = V_D(t)$ (рис. 1.3, б):

1. Проводим секущие (хорды) $0a$, ab , bc , cd , df и т. д.

Выбираем полюс p_v на расстоянии H_v , которое рекомендуется брать порядка 20...40 мм, и проводим из него лучи 1, 2, 3, 4 и т. д., параллельные секущим $0a$, ab , bc , cd , df и т. д., до пересечения с осью ординат.

3. Из точек пересечения 1, 2, 3 и т. д. проводим горизонтали до пересечения с вертикальными прямыми, проведенными из середин $0-1$, $1-2$ и т. д. отрезков времени Δt .

4. Точки пересечения $1'$, $2'$, $3'$, $4'$ и т. д. соединяем плавной кривой. Это будет кривая изменения скорости ведомого звена.

5. Вычисляем масштаб скорости, ms^{-1}/mm ,

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H_v}; \quad (1.9)$$

где μ_s — масштаб перемещений;

μ_t — масштаб времени;

H_v — полюсное расстояние, мм.

Масштаб графика скорости зависит от выбора полюсного расстояния. Чем больше полюсное расстояние, тем меньше численный масштаб и тем большие ординаты имеет график скорости. Начальная и конечная точки графика за период цикла движения механизма должны иметь одинаковые ординаты (в данном случае они равны нулю).

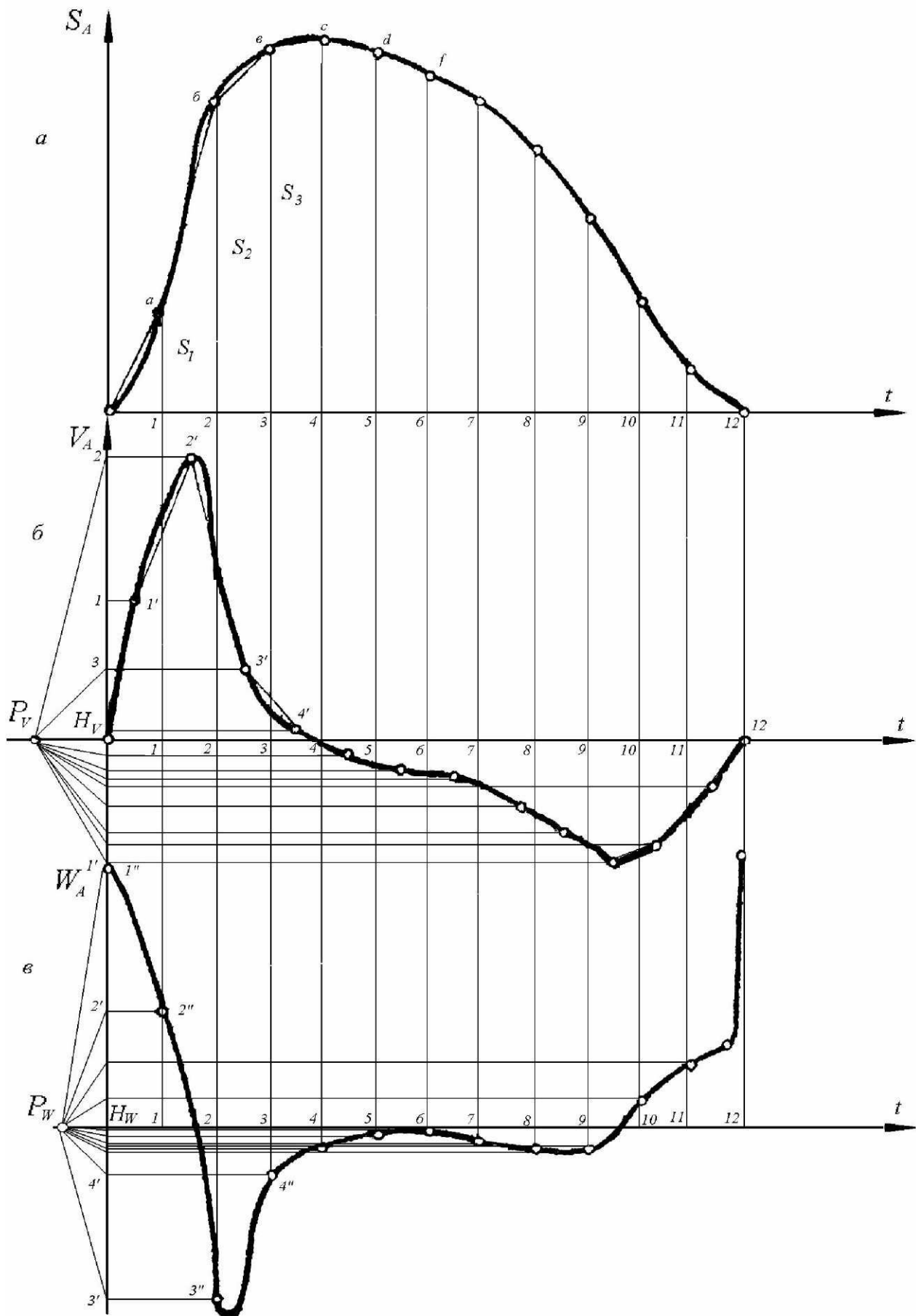


Рис. 1.3. Кинематические диаграммы

Аналогичным способом получим кривую ускорения (рис.1.3 ,в), дифференцируя график скорости. График ускорения, построенный путем графического дифференцирования кривой графика скорости, изображает закон изменения лишь касательного ускорения. Только в случае прямолинейного движения точки, когда нормальное ускорение равно нулю, построенный график отобразит (как в нашем примере) закон изменения полного ускорения. Начальная и конечная точки графика ускорения за время цикла движения механизма должны иметь одинаковые ординаты.

Масштаб графика ускорений, ms^{-1}/mm , определяется по формуле

$$\mu_w = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_w}. \quad (1.10)$$

Рассмотрим построение плана скоростей для 10-го положения (рис. 1.2,в). Начинаем с первой группы Ассур 2₂₁).

Величина скорости точки А, м/с, перпендикулярной кривошипу 0₁А, определяется по формуле

$$V_A = \omega_1 l_{O_1A}, \quad (1.11)$$

где ω_1 - угловая скорость звена 1,

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 400}{30} = 41,9 \text{ рад/с}. \quad (1.12)$$

Тогда $V_A = 41,9 \cdot 0,1 = 4,19 \text{ м/с}$.

Точка О₃ неподвижна, поэтому $V_{O_3}=0$. Таким образом, рассматриваемая группа присоединена к двум точкам, скорости которых известны и по направлению, и по величине. Подчеркнем их двумя чертами.

Для определения скорости точки В напишем два векторных уравнения согласно теореме о сложении скоростей при плоскопараллельном движении:

$$\vec{V}_B = \frac{\vec{V}_A}{\perp_{O_1A}} + \frac{\vec{V}_{BA}}{\perp_{BA}}; \quad (1.13)$$

Векторы относительных скоростей V_{BA} и V_{BO_3} известны только по направлению. Подчеркнем их одной чертой. Вектор относительной скорости V_{BA} перпендикулярен звену АВ, а вектор V_{BO_3} — звену O_3B .

Для построения плана скоростей выбираем на плоскости произвольную точку p — полюс плана скоростей, который является началом плана скоростей. Из полюса откладываем отрезок pa , изображающий на плане скоростей вектор скорости V_A . Он перпендикулярен звену O_1A .

Тогда масштаб плана скоростей, $мс^{-1}/мм$

$$\mu_v = \frac{V_A}{pa}. \quad (1.14)$$

В соответствии с векторным уравнением (1.12) на плане скоростей проводим через точку (a) прямую, перпендикулярную звену АВ. Это есть линия вектора V_{BA} . В соответствии с векторным равенством (1.12) проводим через точку O_3 на плане скоростей прямую, перпендикулярную звену O_3B . Это будет линия вектора V_{BO_3} . Точка (b) пересечения этих двух прямых и будет определять конец вектора, изображающего на плане скоростей вектор V_B . Чтобы определить истинную величину любого из векторов в м/с, надо его длину умножить на масштаб плана скоростей. Например,

$$V_B = \overline{pb} \cdot \mu_v; \quad (1.15)$$

$$V_{BA} = \overline{ba} \cdot \mu_v \quad (1.16)$$

Для определения скорости точки C воспользуемся тем, что картина относительных скоростей образует на плане скоростей фигуру, подобную фигуре звена и повернутую относительно ее на 90° в сторону вращения звена. В соответствии с этим отрезок pb плана скоростей разделим в отношении $O_3B: O_3C$, т. е.

$$\text{Откуда } \overline{pc} = \frac{O_3C}{O_3B} \cdot \overline{pb}. \quad (1.17)$$

$$O_3B \div O_3C = \overline{pb} \div \overline{pc}. \quad (1.18)$$

Величина скорости точки C , м/с

$$V_C = \overline{pc} \cdot \mu_v. \quad (1.19)$$

Перейдем к группе 2₂₂ (звенья 4 и 5). Для определения скорости точки D напишем векторное уравнение

$$\frac{V_D}{\text{Пх}} = \underline{V_C} + \frac{V_{DC}}{\perp_{DC}}. \quad (1.20)$$

Вектор относительной скорости V_{DC} и вектор абсолютной скорости V_D не известны по величине, но известны по направлению. В соответствии с векторным уравнением через точку С на плане скоростей проводим прямую, перпендикулярную звену CD. Это будет линия относительной скорости, где далее проводим линию параллельно направляющей X. Точка d пересечения этих прямых, и есть искомая точка. Истинная величина скорости точки D, м/с

$$V_D = \overline{pd} \cdot \mu_v. \quad (1.21)$$

Определим угловые скорости. Угловая скорость звена 2, рад/с, определяется по формуле

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}} = \frac{\overline{ba} \cdot \mu_v}{BA \cdot \mu_l}. \quad (1.22)$$

Чтобы определить направление угловой скорости ω_2 , следует вектор относительной скорости V_{BA} перенести в точку В механизма, а точку А мысленно закрепить. Тогда вектор V_{BA} будет стремиться вращать звено 2 по ходу часовой стрелки. Это и будет направление угловой скорости ω_2

Остальные угловые скорости:

$$\omega_3 = \frac{V_{BO_3}}{l_{BO_3}} = \frac{\overline{pb} \cdot \mu_v}{BO_3 \cdot \mu_l}; \quad (1.23)$$

$$\omega_4 = \frac{V_{DC}}{l_{DC}} = \frac{\overline{dc} \cdot \mu_v}{DC \cdot \mu_l}. \quad (1.24)$$

ω_3 - направлена по часовой стрелке, ω_4 — против.

Рассмотрим построение плана ускорений. Для группы Ассур 2₂₁ (звенья 2, 3) ускорение точки А, м/с², можно определить по величине и направлению. Так как $\omega_1 = \text{const}$, то

$$W_A = W_{AO_1}^n = \omega_1^2 \cdot l_{O_1A}. \quad (1.25)$$

Точка O_3 неподвижна, следовательно, ускорение ее равно нулю.

Таким образом, группа присоединена к точкам, ускорения которых известны.

Для построения плана ускорений выбираем на плоскости произвольную точку π — полюс плана ускорений (рис.2.2,г). Из полюса откладываем отрезок πa , изображающий на плане ускорений вектор ускорений точки А - W_A . Ускорение W_A направлено вдоль звена O_1A от точки А к точке O_1 (к центру вращения звена I). Тогда масштаб плана ускорений, mc^{-1}/mm ,

$$\mu_W = \frac{W_A}{\pi a}. \quad (1.26)$$

Для определения ускорения точки В напишем два векторных уравнения, рассмотрев движение точки В относительно точек А и O_3 :

$$\overline{W}_B = \overline{W}_{A1} + \overline{W}_{B1}^n + \overline{W}_{BA}^t; \quad (1.27)$$

\overline{W}_{A1} — $\overline{AO_1}$, \overline{W}_{B1}^n — $\overline{BO_1}$, \overline{W}_{BA}^t — \overline{BA}
 $omB \rightarrow A$

$$\overline{W}_B = W_{O_3} + \overline{W}_{BO_3}^n + \overline{W}_{BO_3}^t. \quad (1.28)$$

$\overline{W}_{BO_3}^n$ — $\overline{BO_3}$, $\overline{W}_{BO_3}^t$ — $\overline{BO_3}$
 $omB \rightarrow O_3$

Нормальные ускорения можно определить по величине и направлению.

Величина вектора

$$W_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{BA}} = \frac{(\overline{ab} \cdot \mu_v)^2}{BA \cdot \mu_l}. \quad (1.29)$$

Вектор W_{BA}^n направлен вдоль звена АВ от точки В к точке А (к центру относительного вращения).

Величина вектора W_{BO_3} определяется по формуле

$$W_{BO_3}^n = \frac{V_{BO_3}^2}{l_{BO_3}} = \frac{(\overline{pb} \cdot \mu_v)^2}{BO_3 \cdot \mu_l}. \quad (1.30)$$

Вектор W_{BA}^n направлен вдоль звена ВА от точки В к точке А как к центру вращения. Тангенциальные ускорения не известны по величине, но известны по направлению. Из конца вектора W_A , ускорения точки А проводим прямую, параллельную звену АВ — вектор нормального ускорения точки В относительно

точки $A(W_{BA}^n)$, масштабная величина которого $\pi_2 = W_{BA}^n / \mu_W$, измеряется в миллиметрах.

Через точку π_2 проводим направление вектора W_{BA}^t перпендикулярно звену ВА. Затем строим сумму векторов правой части векторного уравнения (1.27). Для этого проводим из полюса параллельно звену O_3B вектор $W_{BO_3}^n$. Его масштабная величина на плане ускорений $\pi_3 = W_{BO_3}^n / \mu_W$. Затем через точку π_3 перпендикулярно звену O_3B проводим вектор тангенциального ускорения $W_{BO_3}^t$. Пересечение векторов $W_{BO_3}^t$ и W_{BA}^t определит точку b . Вектор π_2b выражает ускорение W_{BA} , а вектор π_3b выражает ускорение $W_{BO_3}^t$. Если соединить точку a с точкой b на плане ускорений, то вектор ab выразит полное относительное ускорение W_{BA} , так как является геометрической суммой векторов W_{BA}^n и W_{BA}^t . Подобно этому вектор o_3b на плане ускорений представляет масштабное выражение вектора полного относительного ускорения W_{BO_3} . И, наконец, вектор πb выражает на плане ускорений вектор абсолютного ускорения точки В.

Для определения ускорения точки С воспользуемся свойством подобия. На основании теоремы подобия имеем

$$\overline{\pi c} = \left(\frac{\overline{O_3C}}{\overline{BO_3}} \right) \cdot \overline{\pi b}. \quad (1.31)$$

$$\text{Тогда } W_C = \overline{\pi c} \cdot \mu_W. \quad (1.32)$$

Для определения ускорения точки D напишем векторное уравнение

$$\frac{\overline{W_D}}{\overline{Dx}} = \frac{\overline{W_C}}{\overline{Cx}} + \frac{W_{DC}^n}{\overline{DDC}} + \frac{W_{DC}^t}{\overline{LDC}}. \quad (1.33)$$

Рассмотрим векторы, входящие в данное уравнение. Вектор W_C мы определили ранее. Величина вектора W_{DC}^n , m/c^2 , определяется по формуле

$$W_{DC}^n = \frac{V_{DC}^2}{l_{DC}}, \quad (1.34)$$

а остальные векторы известны только по направлению.

Достраиваем план ускорений. Из точки С параллельно звену DC проводим вектор W_{DC}^n , масштабная величина которого, мм, на плане ускорений равна $sp_4 = W_{DC}^n / \mu_w$

Через точку π перпендикулярно звену CD проводим вектор W_{DC}^t , а через точку π параллельно направляющей — вектор W_D . На пересечении векторов W_{DC}^t и W_D получим точку d, которая определит их величины. Полученный вектор π_4d на плане ускорений выражает в масштабе ускорение W_{DC}^t , а вектор πd является изображением вектора ускорения W_D . Если соединить точку (с) с точкой (d), то вектор cd будет изображать полное относительное ускорение W_{DC} .

Определим угловые ускорения. Ведущее звено 7 вращается с постоянной угловой скоростью, поэтому его угловое ускорение $\varepsilon_1=0$.

Угловое ускорение звена 2, c^{-2} , равно величине тангенциального (касательного) ускорения W_{BA}^t , деленной на длину звена AB, т.е.

$$\varepsilon_2 = \frac{W_{BA}^t}{l_{BA}} = \frac{\overline{n_2 b} \mu_w}{l_{BA}} . \quad (1.35)$$

Чтобы определить направление углового ускорения ε_2 , вектор относительного ускорения W_{BA}^t следует перенести с плана ускорений в точку В механизма, а точку А мысленно закрепить. Тогда вектор W_{BA}^t будет стремиться вращать звено 2 против хода часовой стрелки. Это и будет направление ε_2 .

Подобным образом находим угловые ускорения остальных звеньев;

$$\varepsilon_3 = \frac{W_{BO3}^t}{l_{BO3}} = \frac{\overline{n_3 b \bullet} \mu_w}{l_{BO3}} ; \quad (1.36)$$

$$\varepsilon_4 = \frac{W_{DC}^t}{l_{DC}} = \frac{\overline{n_4 b \bullet} \mu_w}{l_{DC}} ; \quad (1.37)$$

ε_3 и ε_4 направлены против хода часовой стрелки.

Пример 2.

Рассмотрим построение планов скоростей и ускорений механизма шасси самолета с ведущим шатуном 2 (рис. 1.4). Относительная скорость шатуна $V^r = \text{const}$. Векторное уравнение имеет вид:

$$\overline{V}_{A_1} = \overline{V}_{A_2} + \overline{V}_{A_1A_2}. \quad (1.38)$$

Так как $\overline{V}_{A_1} = 0$, то

$$\overline{V}_{A_2} = \overline{V}_{A_2A_1}; \quad \overline{V}_{A_2} = \overline{V}_B + \overline{V}_{A_2B}. \quad (1.39)$$

Скорость точки С определяется по теореме подобия. Скорость точки D найдется из выражения

$$\frac{V_D}{\perp O_2D} = \frac{V_C}{\perp DC} + \frac{V_{DC}}{\perp DC}. \quad (1.40)$$

Векторные уравнения для плана ускорений имеют вид

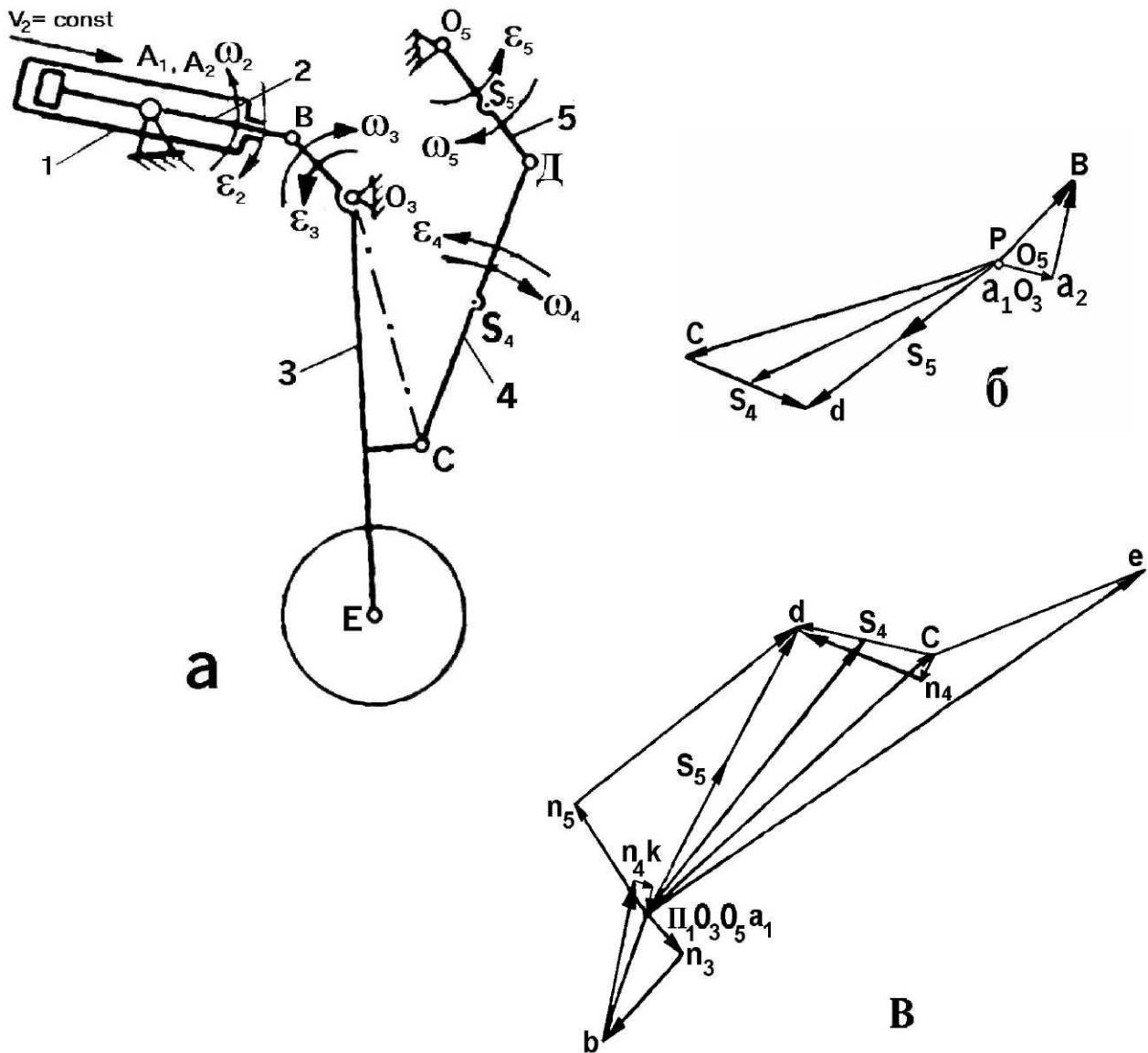


Рис. 1.4. Кинематическое исследование механизма шасси методом планов:
 а — кинематическая схема; б — план скоростей; в — план ускорений

$$\overline{W}_{A_1} = \overline{W}_{A_2} + \overline{W}_{A_1 A_2}^r + \overline{W}_{A_1 A_2}^k ; \quad (1.41)$$

$$W_{A_1 A_2}^k = 2 \omega_2 V_{A_1 A_2} ; \quad (1.42)$$

$$\overline{W}_{A_2} = \overline{W}_B + \frac{\overline{W}_{A_2 B}^n}{\|AB\|} + \frac{\overline{W}_{A_2 B}^r}{\perp AB} \quad (1.43)$$

Тогда окончательно

$$\frac{\overline{W}_{BO_3}^n}{\|BO_3\|} + \frac{\overline{W}_{BO_3}^r}{\perp BO_3} + \frac{W_{A_2 B}^r}{\perp AB} + \frac{\overline{W}_{A_2 B}^n}{\|AB\|} + \frac{\overline{W}_{A_1 A_2}^k}{\perp AB} = 0 \quad (1.44)$$

Ускорение точки D определяется по теореме подобия:

Пример 3 .

$$\underline{\overline{W}}_D = \underline{\overline{W}}_C + \underline{\overline{W}}_{DC}^n + \underline{\overline{W}}_{DC}^r; \quad (1.45)$$

$$\underline{\overline{W}}_D = \underline{\overline{W}}_{O_5} + \underline{\overline{W}}_{DO_5}^n + \underline{\overline{W}}_{DO_5}^r. \quad (1.46)$$

$$V_{A_1} = \omega_1 \cdot l_{O_1A}; \quad (1.47)$$

$$\underline{\overline{V}}_{A_1} = \underline{\overline{V}}_{A_5} + \underline{\overline{V}}_{A_1A_3}^k; \quad (1.48)$$

$$\underline{\overline{W}}_{A_1} = \underline{\overline{W}}_{A_3O_3}^n + \underline{\overline{W}}_{A_3O_3}^r + \underline{\overline{W}}_{A_1A_3}^r + \underline{\overline{W}}_{A_1A_3}^k; \quad (1.49)$$

В качестве третьего примера рассмотрим построение планов скоростей и ускорений кулисного механизма (рис.2.4):

Скорость и ускорение точки В определяются по теореме подобия.

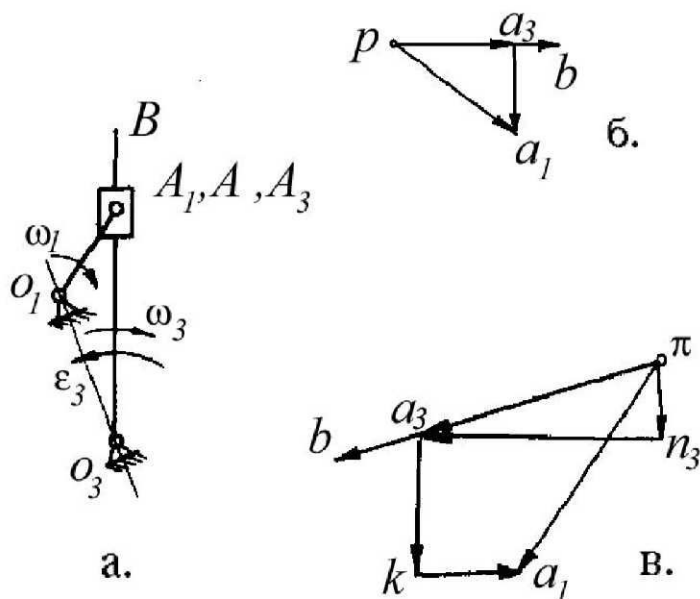


Рис. 1.5 Кинематическое исследование кулисного механизма методом планов: а — кинематическая схема; б — план скоростей; в — план ускорений

Контрольные вопросы:

- 1 . Что называют рычажным механизмом?
2. Что называют кинематической парой?
- 3 . Что называют низшими парами?
- 4 . Что называют плоским механизмом?
5. В чём заключается метод графического дифференцирования?

РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ ЗАДАЧА 2

КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ (СИЛОВОЙ) РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА

Цель:

1. Определить силы веса и моменты инерции масс звеньев относительно оси, проходящей через центр тяжести.
2. Определить реакции в кинематических парах методом планов сил, уравнивающую силу и ее момент.
3. С помощью рычага Жуковского определить уравнивающую силу и произвести сравнение результатов расчета двумя методами с оценкой относительной погрешности. Погрешность не должна превышать 10%.

2.1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ .

2.1.1 ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ .

Кинетика — раздел механики, в котором изучаются равновесие и движение механических систем под действием сил.

Кинестатика — раздел механики, изучающий движение с помощью уравнений движения, записанных в форме уравнений статики с использованием принципа Даламбера.

Принцип Даламбера — при движении механической системы активные силы, реакции связей и силы инерции образуют равновесную систему сил в любой момент движения .

Главный вектор сил инерции звена при плоском движении

$\bar{\Phi}_{si} = m_i \bar{a}_{si}$, где a_{si} — вектор ускорения центра масс, m_i — масса звена.

Главный момент сил инерции звена при плоском движении

$$M_{\Phi i} = -J_{si} \varepsilon_i \quad ,$$

где ε_i — угловое ускорение звена, J_{si} — момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс и перпендикулярной плоскости движения звена.

Реакции связей — силы, учитывающие эффект действия связей и действующие на материальные точки механической системы со стороны материальных тел, осуществляющих связи, наложенные на эту систему.

Принцип освобожденности от связей — замена действия связей реакциями связей при составлении кинестатических уравнений движения механизма.

2.1.2 СИЛЫ ДЕЙСТВУЮЩИЕ, НА МЕХАНИЗМ.

Основными силами, определяющими характер движения механизма, являются движущие силы, совершающую положительную работу, и силы полезного (производственного) сопротивления, возникающие в процессе выполнения механизмом полезной работы и совершающие отрицательную работу. К движущим силам относятся: сила давления рабочей смеси на поршень цилиндра двигателя, момент, развиваемый электродвигателем на ведущем валу насоса или компрессора и т. д.

Силы полезного сопротивления - это те силы, для преодоления которых предназначен механизм. Такими силами являются: силы сопротивления

резанию в токарном станке, сопротивления ткани проколу иглы в швейной машине и т.д. Кроме этих сил необходимо учитывать также силы сопротивления среды, в которой движется механизм и силы тяжести звеньев, производящие положительную или отрицательную работу в зависимости от направления движения центра тяжести звеньев –вниз или вверх.

Все эти силы принято называть задаваемыми. При расчёте механизма все движущие силы и силы полезного сопротивления должны быть заданы в виде так называемых механических характеристик .

При работе механизма в результате действия всех приложенных к его звеньям указанных сил в кинематических парах возникают реакции ,которые непосредственно не влияют на характер движения механизма, но на поверхностях элементов кинематических пар вызывают силы трения . Эти силы являются силами вредного сопротивления реакции в кинематических парах возникают не

только вследствие воздействия внешних задаваемых сил на звенья механизма ,но и вследствие движения отдельных масс механизма с ускорением.

Основная задача кинетостатического расчёта состоит в определении реакций в кинематических парах механизмов или, иначе говоря ,давлений, возникающих в местах соприкосновения элементов кинематических пар, а также в определении уравнивающих моментов или уравнивающих сил. Под последними обычно понимают те неизвестные и подлежащие определению силы или моменты, приложенные к ведущим звеньям , которые уравнивают систему всех внешних сил и пар сил инерции.

Силы инерции проявляются при неравномерном движении звена .Силы инерции так же, как и силы веса , могут совершать как положительную ,так и отрицательную работу. Эти силы вызывают добавочное давление в кинематических парах. Особенно большой величины эти силы достигают в быстроходных машинах.

Силы инерции определяются по заданному весу звеньев и их ускорениям.

Метод определения зависит от вида движения звена.

Первый случай: звено совершает плоскопараллельное движение (шатун).

Известно, что элементарные силы инерции в этом случае приводятся к равнодействующей силе $P_{И}$ и к моменту сил инерции $M_{И}$.

Сила инерции $P_{И}$ приложена в центре тяжести звена и равна

$$P_{И} = - m a_s, \quad (2.1),$$

где m -масса звена; a_s -линейное ускорение центра тяжести звена.

$$\text{Момент сил инерции} \quad M_{И} = - J_s \varepsilon \quad (2.2),$$

где ε -угловое ускорение звена .

Знак минус указывает на то, что сила инерции $P_{И}$ направлена в сторону, обратную ускорению a_s , а момент $M_{И}$ в сторону, обратную угловому ускорению ε . Величина и направление ускорений определяются из кинематического расчёта, а значения m и J_s должны быть заданы или определены. Второй случай: звено совершает вращательное движение.

а) При неравномерном вращении ω и при несовпадении центра тяжести с осью вращения имеет место сила инерции $P_{И}$ и момент сил инерции

$$M_{И} = -J_s \varepsilon;$$

б) При равномерном вращении $M_{И} = 0$, т. к. $\varepsilon = 0$. $P_{И}$ расположена в центре тяжести.

в) Центр тяжести совпадает с осью вращения; $\varepsilon = 0$; $P_{И} = 0$; $M_{И} = 0$.

Третий случай: звено совершает поступательное движение (ползун).

Здесь $\varepsilon = 0$; $M_{И} = 0$. Если движение звена неравномерное, то возникает сила инерции $P_{И} = -m a_s$.

2.1.3 КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ МЕХАНИЗМА.

При решении задач силового расчета механизмов предполагаются известными закон движения ведущего звена, массы и моменты инерции звеньев механизма. Таким образом, всегда могут быть определены те силы инерции, которые необходимы для решения задач силового расчета с помощью уравнений равновесия.

Кинетостатика механизмов занимается решением двух задач: определением усилий (реакций) в кинематических парах; определением так называемых уравнивающих сил.

Без знания сил, найденных путем кинетостатического расчета, нельзя рассчитывать детали машин на прочность и износ, подбирать подшипники, определять необходимую мощность и коэффициент полезного действия.

Силовой расчёт механизмов будем вести в предположении, что трение в кинематических парах отсутствует и все силы, действующие на звенья механизма, расположены в одной плоскости. При отсутствии сил трения сила взаимодействия между двумя звеньями всегда направлена по нормали к поверхности их касания. В поступательной паре все элементарные силы взаимодействия и их равнодействующая будут расположены перпендикулярно направляющей поступательной пары.

Наиболее удобным методом силового расчёта является метод планов сил. При силовом расчёте механизм расчленяется на отдельные группы .

При этом порядок расчёта будет обратным порядку кинематического исследования, т. е. силовой расчёт начинается с группы, присоединённой последней в процессе образования механизма и заканчивается расчётом ведущего звена начального механизма. Если плоский механизм имеет одну степень свободы, то начальный механизм состоит из двух звеньев: неподвижного (стойка) и начального звена. Эти звенья образуют либо вращательную кинематическую пару (кривошип - стойка), либо поступательную пару (ползун - направляющие). Звено, к которому приложена уравнивающая сила P_u , будем считать при силовом расчёте начальным звеном механизма.

2.2 ПРИМЕР РАСЧЁТА.

В качестве примера приведем силовой расчет шестизвенного механизма с ведущим звеном 1, показанного на рис. 2.1, с известными массами звеньев m и силой полезного сопротивления P_c .

Кинетостатический расчет механизма начинают с группы Ассура, наиболее удаленной от ведущего звена, и проводят его последовательно согласно формуле строения $1 \rightarrow 2_{21} (2,3) \rightarrow 2_{22} (4,5)$ (рис.1.2 ,б). Определяем силы тяжести и моменты инерции масс звеньев относительно оси, проходящей через центр тяжести звеньев.

Определяем массы звеньев m :

$$m=ql \quad (2.3),$$

где $q=20$ кг/м-масса, приходящаяся на один метр длины звена

$$m_{O1A}=ql_{O1A}, m_{AB}=ql_{AB},$$

$$m_{O3B}=ql_{O3B}, m_{CD}=ql_{CD},$$

$$l_{O1A}=0.1 \text{ м}; l_{AB}=0.28 \text{ м}; l_{O3B}=0.24 \text{ м}; l_{CD}=0.28 \text{ м};$$

Определяем силы тяжести звеньев G :

$$G=mg \quad (2.4),$$

где $g=9.81$ м/с²-ускорение свободного падения ;

$G_{O1A}=19.62$ Н (приложена к точке S1);

$G_{AB}=54.94$ Н (приложена к точке S2);

$G_{O3B}=47.1$ Н (приложена к точке S3);

$G_{CD}=54.94$ Н (приложена к точке S4);

Определяем моменты инерции J_s :

$$J_s = ml^2/12; \quad (2..5)$$

$$J_{sO1A} = m_{O1A} l_{O1A}^2 / 12 = 0.002 \text{ кг*м}^2;$$

$$J_{sAB} = m_{AB} l_{AB}^2 / 12 = 0.017 \text{ кг*м}^2;$$

$$J_{sO3B} = m_{O3B} l_{O3B}^2 / 12 = 0.023 \text{ кг*м}^2;$$

$$J_{sCD} = m_{CD} l_{CD}^2 / 12 = 0.017 \text{ кг*м}^2;$$

Рассмотрим расчет группы 2_{22} (звенья 4, 5). Силы тяжести G_5 и G_4 звеньев 5 и 4 приложены в центрах тяжести в точках D и S₄ и направлены вертикально вниз. Так как группы Ассур являются статически определяемыми кинематическими цепями то, применяя принцип Даламбера, сводим задачу динамики к задаче статики. Рассматриваемая группа освобождена от связей. Вместо них надо приложить соответствующие реакции:

R_{05} —реакцию, действующую в поступательной паре со стороны стойки на звено 5 и R_{34} — реакцию, действующую в шарнире С со стороны звена 3 на звено 4. Реакция R_{05} не известна по величине, но известна по направлению — перпендикулярна направляющей х - х. Реакция R_{34} — неизвестна ни по величине, ни по направлению.

Для того чтобы написать условия равновесия для группы 2_{22} , необходимо приложить к ней силы инерции. Величина силы инерции звена 5 определяется по формуле

$$P_{и5} = m_5 \tilde{W}_D, \quad (2.6)$$

где m_5 — масса звена 5;

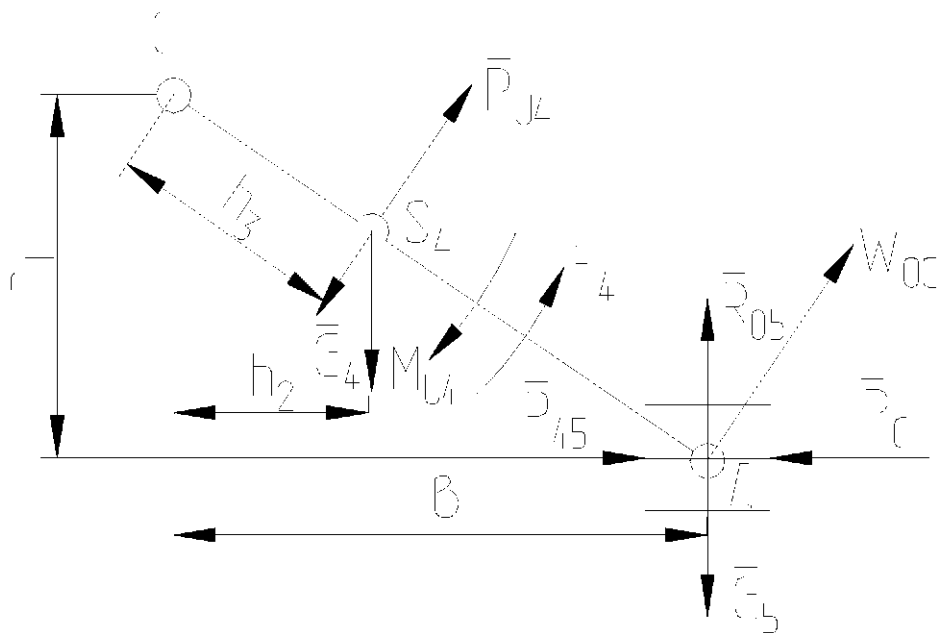


Рис. 2.1. Схема к силовому расчету группы Ассура второго вида.

$$W_D - \text{полное ускорение точки D, м/с}^2; W_D = \pi d \cdot \mu \cdot \omega. \quad (2.7)$$

πd – взято из плана ускорений.

Сила инерции $P_{и5}$ приложена в точке D ползуна 5 и направлена противоположно направлению ускорения W_D . Сила инерции $P_{и4}$, (H) звена 4 приложена в центре тяжести S_4 этого звена и направлена противоположно ускорению W_{S4} точки S_4 и равна по величине $P_{и4} = m_4 W_{S4}$. (2.8)

Центр тяжести S_4 звена 4 находится на расстоянии l_{cs4} . На основании теоремы подобия точка S_4 на плане ускорений (рис. 1.1,г) будет лежать на расстоянии $cs_4 = (CS_4/CD)$ cd. Соединив точку s_4 с полюсом π , получим вектор πs_4 , который будет изображать величину и направление ускорения точки S_4 в выбранном масштабе. Величину его, м/с^2 , находим по формуле

$$W_{S4} = \pi s_4 \cdot \mu \cdot \omega. \quad (2.9)$$

Момент сил инерции, Нм, звена 4 определяется по формуле

$$M_{и4} = I_{S4} \cdot \varepsilon_4 \quad (2.10)$$

и направлен в сторону, противоположную направлению углового ускорения ε_4 — в нашем случае по часовой стрелке.

Определению подлежат реакции R_{05} , R_{34} , $R_{45} = -R_{54}$.

Рассматривая равновесие звеньев 4-5 (рис. 5.1), можно записать, что сумма моментов всех сил, действующих на одно звено, относительно точки С равна нулю, т. е. $\Sigma M_C = 0$. Перед составлением уравнения зададим направление реакции R_{05} . Тогда

$$R_{05} b + G_5 b - P_C h_1 + P_{u5} h_1 - G_4 h_2 - P_{u4} h_3 - M_{u4} / \mu_L = 0 \quad (2.11)$$

Все плечи определяются непосредственно замером на чертеже в миллиметрах.

Решая уравнение относительно неизвестной силы R_{05} и подставляя числовые значения, получим в Ньютонах.

$$R_{05} = (G_5 b - P_C h_1 + P_{u5} h_1 - G_4 h_2 - P_{u4} h_3 - M_{u4} / \mu_L) / b \quad (2.12)$$

Если искомая сила получилась с положительным знаком, то ее действительное направление совпадает с первоначально выбранным. Если же сила R_{05} получится со знаком “минус”, то это означает, что она направлена противоположно направлению, первоначально выбранному (рис. 2.1). В дальнейших расчетах мы будем принимать ее действительное направление.

Теперь рассмотрим равновесие всей группы в целом и определим реакцию R_{34} . Поскольку группа находится в равновесии под действием заданных сил, сил реакций и сил инерции, то главный вектор всех сил равен нулю. Составляем уравнение

$$P_{u4} + G_4 + P_{u5} + G_5 + P_C + R_{05} + R_{34} = 0 \quad (2.13)$$

Это означает, что многоугольник сил должен быть замкнутым. В данном векторном уравнении неизвестными являются величина силы R_{34} и направление этой силы.

Для наиболее рационального построения плана сил в уравнении, выражающем геометрическую сумму всех сил, векторы рекомендуется записывать в определенном порядке. Во-первых, согласно принципу построения необходимо записывать неизвестную силу в конце уравнения. Во-вторых, следует сгруппировать все силы, действующие на одно звено (звено 4), а затем на другое (звено 5).

В соответствии с векторным уравнением начинаем строить многоугольник сил, начиная с силы P_{U4} (рис. 2.2), последовательно откладывая векторы сил. Построение ведем в произвольно выбранном масштабе μ_p в Н/мм. Чтобы отложить на плане сил векторы, изображающие силы, их величины следует разделить на масштаб сил.

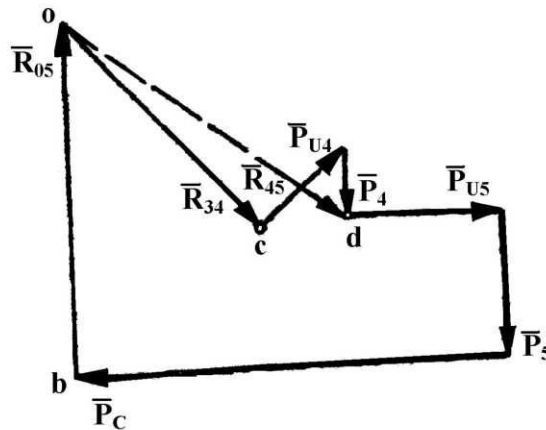


Рис. 2.2. План сил для группы Ассура второго вида.

В конце каждого вектора ставим стрелку и здесь же ставим его обозначение. Построение известных сил заканчивается вектором R_{05} . Чтобы замкнуть многоугольник, проводим через конец силы R_{05} направление силы R_{34} , до начала силы P_{U4} . Эта сила замыкает силовой многоугольник. Определим ее истинную величину:

$$R_{34} = oc \cdot \mu_p.$$

Рассмотрим равновесие звена 4 и определим реакцию R_{54} . Поскольку звено 4 находится в равновесии, геометрическая сумма всех сил, действующих на него, равна нулю:

$$R_{34} + P_{и4} + G_4 + R_{54} = 0 \quad (2.14)$$

Векторная сумма $R_{34} + P_{и4} + G_4$ на плане сил уже имеется. Следовательно, если соединим начало вектора R_{34} с концом вектора G_4 , то получим искомый вектор R_{54} (рис. 5.2). Его истинная величина $R_{54} = \text{od} \square \mu p$.

$$P_{и5} = m_5 \cdot W_D,$$

где m_5 - масса звена 5.

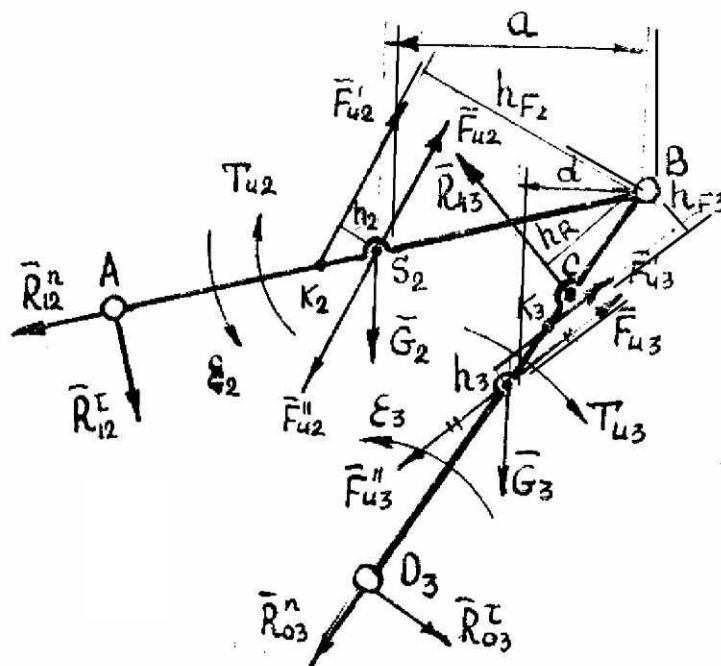


Рис. 2.3. Схема к силовому расчету группы Ассура первого вида.

Переходим к расчету группы 2_{21} (звенья 2 и 3). На эту структурную группу действуют следующие силы. В точке C со стороны звена 4 на звено 3 действует сила R_{43} (рис. 2.3). Она равна по величине силе R_{34} и противоположна ей по направлению.

В центре тяжести S_2 звена 2 приложена сила веса G_2 . Сила G_3 приложена в центре тяжести S_3 звена 3, расположенном на его середине. В шарнире A со стороны звена 1 на звено 2 действует неизвестная по величине и направлению реакция R_{12} . Разложим ее на две составляющие: R_{12}^t — тангенциальную,

направленную перпендикулярно звену АВ, и R_{12}^n — нормальную, направленную вдоль звена АВ, т. е.

$$\begin{aligned} \overline{R}_{12} &= \overline{R}_{12}^n + \overline{R}_{12}^\tau \\ || \text{ АВ } &\perp \text{ АВ.} \end{aligned}$$

В шарнире О₃ со стороны неподвижного звена О (стойки) на звено 3 действует неизвестная по величине и направлению реакция R₀₃. Ее также разлагаем по двум направлениям:

R_{03}^τ — перпендикулярно звену ВО₃ и R_{03}^n — вдоль звена ВО₃, т. е.

$$\begin{aligned} \overline{R}_{03} &= \overline{R}_{03}^n + \overline{R}_{03}^\tau \\ || \text{ ВО}_3 &\perp \text{ ВО}_3. \end{aligned}$$

Сила инерции P_{И2}, Н, звена 2 приложена в центре тяжести S₂ и направлена противоположно ускорению центра тяжести W_{S2}.

$$P_{И2} = m_2 \cdot W_{S2} \quad (2.17)$$

На плане ускорений находим точку S₂ и соединяем ее с полюсом. Полученный отрезок πs₂ будет изображать ускорение точки S₂.

Момент сил инерции M_{И2} звена, Нм, определяется по формуле

$$M_{И2} = I_{S2} \cdot \varepsilon_2 \quad (2.18)$$

и направлен противоположно угловому ускорению ε₂. В нашем случае он направлен по часовой стрелке. Момент инерции, кгм², относительно оси, проходящей через его центр тяжести S₂, находится по формуле

$$I_{S2} = m_2 \cdot I_{AB}^2 / 12. \quad (2.19)$$

Силы инерции звена 3 можно найти аналогично.

$$P_{И3} = m_3 \cdot W_{S3} \quad (2.20)$$

Рассмотрим равновесие звена 2 и определим реакцию R₁₂. Для этого составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено 3, относительно точки С, предварительно выбрав направление реакции R₁₂^τ:

$$R_{12}^\tau \cdot \text{ВА} - P_{И2} \cdot h_{F2} + G_2 \cdot a - M_{И2} / \mu_1 = 0 \quad (2.21)$$

Решая это уравнение относительно R₁₂^τ, получим

$$R_{12}^\tau = (P_{И2} \cdot h_{F2} - G_2 \cdot a + M_{И2} / \mu_1) / \text{ВА} \quad (2.22)$$

Величины плеч h_{F2}, a, ВА берем с чертежа (рис. 5.3).

Если сила R_{12}^{τ} получится со знаком “плюс”, то ее действительное направление совпадет с первоначально выбранным, а если со знаком “минус”, то действительное направление ее будет противоположно выбранному.

Определим реакцию R_{03}^{τ} . Для этого составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено 3, относительно точки В, предварительно выбрав направление реакции R_{03}^{τ}

$$- R_{03}^{\tau} \cdot BO_3 - P_{ИЗ} \cdot h_{F3} + R_{43} \cdot h_R + G_3 \cdot d - M_{ИЗ} / \mu_1 = 0 \quad (2.23)$$

Решая это уравнение относительно R_{03}^{τ} , предварительно замерив плечи на чертеже (рис. 5.3), получим

$$R_{03}^{\tau} = BO_3 (P_{ИЗ} \cdot h_{F3} - R_{43} \cdot h_R - G_3 \cdot d + M_{ИЗ} / \mu_1) BO_3 \quad (2.24)$$

Для определения сил R_{12}^n , R_{03}^n , воспользуемся принципом Даламбера. На основании этого принципа можно записать условие равновесия, согласно которому результирующий вектор всех сил, действующих на группу 2₂₁, равен нулю:

$$\begin{array}{l} \overline{R}_{12}^n + \overline{R}_{12}^{\tau} + \overline{P}_{ИЗ} + \overline{G}_2 + \overline{P}_{ИЗ} + \overline{R}_{43} + \overline{G}_3 + \overline{R}_{03}^{\tau} + \overline{R}_{03}^n = 0. \end{array} \quad (2.25)$$

$$\begin{array}{l} || \text{ВА} \qquad \qquad \qquad || \text{ВО} \end{array}$$

Это означает, что многоугольник сил должен быть замкнутым. В данном векторном уравнении неизвестными являются величины сил R_{12}^n и R_{03}^n , а направления этих сил известны.

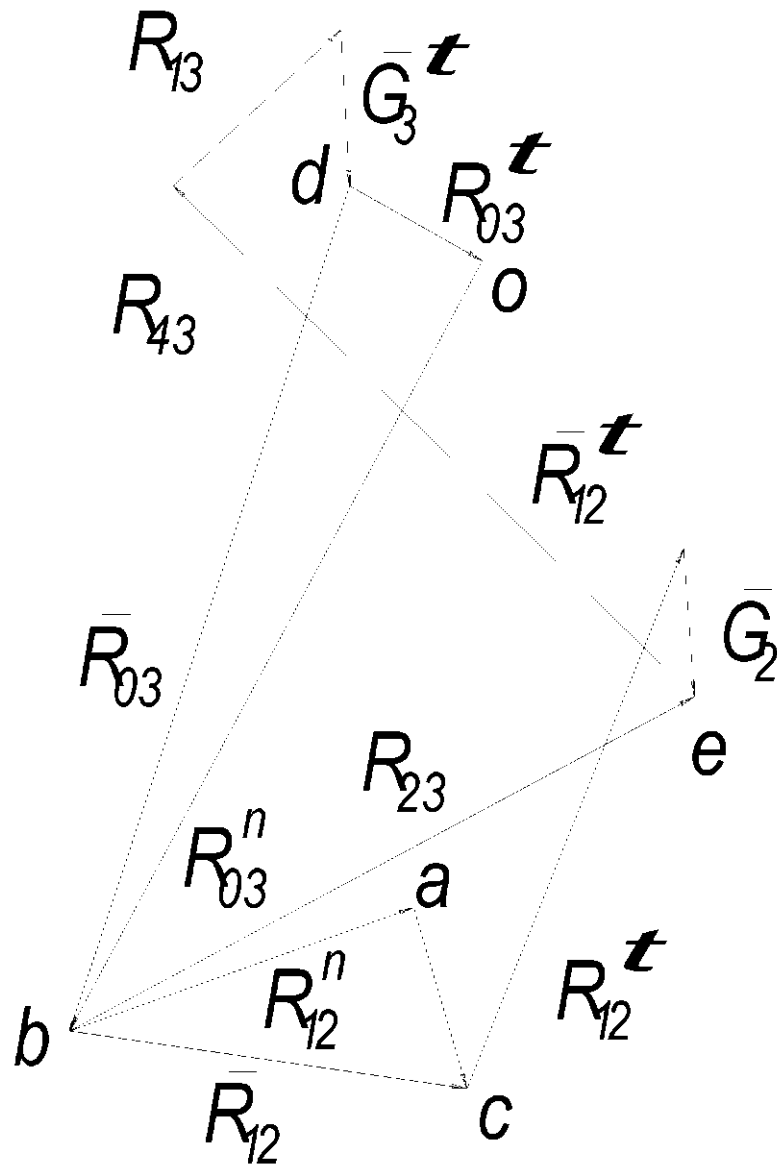


Рис. 2.4. План сил для группы Ассура первого вида.

В соответствии с этим уравнением начинаем строить многоугольник сил с известной силы R_{12}^t (рис. 5.4), последовательно откладывая векторы сил. Чтобы отложить на плане сил векторы, изображающие силы, следует предварительно их величины разделить на масштаб сил. Известной последней силой будет R_{03}^t . Через конец вектора R_{03}^t (точка o) и через начало вектора R_{12}^t (точка a) проводим линии, параллельные звеньям ВОз и ВА. Эти линии пересекаются в точке b, которая и определит величины векторов R_{03}^n и R_{12}^n и их направления на чертеже.

Определим их истинные величины

$$\overline{R_{03}}^n = ob \cdot \mu_F \quad \text{и} \quad \overline{R_{12}}^n = ab \cdot \mu_F$$

Определим полные реакции R_{12} и R_{03}

$$\overline{R_{12}} = bc \cdot \mu_F \quad \text{и} \quad \overline{R_{03}} = ab \cdot \mu_F$$

Рассматривая равновесие звена 2 или 3, определяем реакцию R_{32} (R_{23}):

$$\overline{R_{12}} + \overline{P_{12}} + \overline{G_2} + \overline{R_{32}} = 0 \quad (2.26)$$

или

$$\overline{R_{23}} + \overline{P_{13}} + \overline{R_{43}} + \overline{G_3} + \overline{R_{03}} = 0. \quad (2.27)$$

Сумма первых трех векторов по первому уравнению или сумма четырех последних векторов по второму уравнению на плече сил уже построена. Тогда из конца вектора G_2 (точка e) проводим прямую в начало вектора R_{12} (точка b). Это и есть сила R_{32} или R_{23} , действующая в кинематической паре В.

Истинная величина этой силы $R_{32} = be \cdot \mu_F$. На рис. 5.4 эта сила показана пунктирной линией.

Но нужно помнить, что $R_{32} = -R_{23}$.

Переходим к кинетостатике ведущего звена. Сила тяжести G_1 ведущего звена O_1A приложена в центре тяжести S_1 (рис. 2.5).

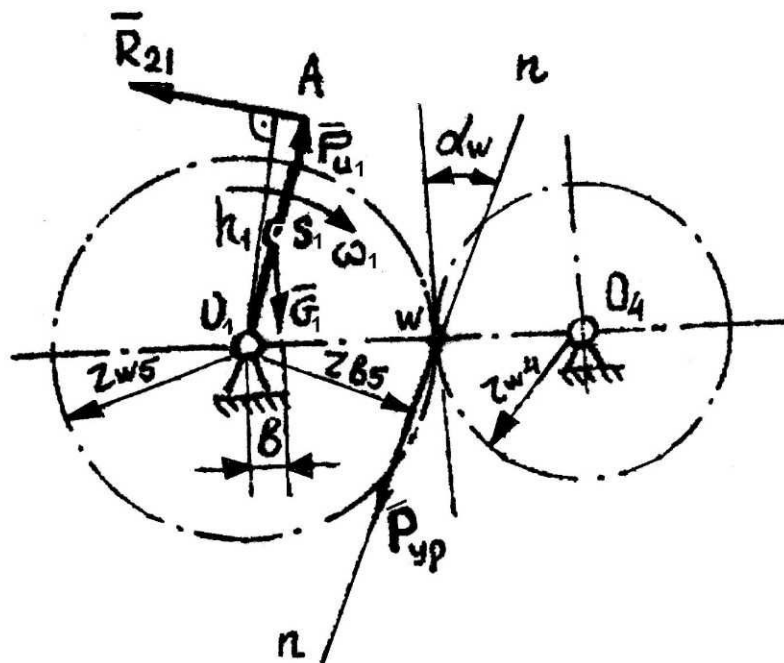


Рис. 2.5. Схема с зубчатой передачей к расчету уравновешивающей

В точке А на звено 1 со стороны звена 2 действует сила $R_{21} = -R_{12}$. Сила инерции приложена в центре тяжести S_1 и равна по величине $P_{И1} = m_1 W_{S1}$

Так как ведущее звено вращается равномерно, считаем, что действующие на него силы уравниваются силой, которую назовем уравнивающей $P_{ур}$ приложенной к нему со стороны двигателя. Точка приложения и направление уравнивающей силы зависят от конструкции привода, передающего движение от двигателя к рабочей машине.

Если вращение передается с помощью зубчатых колес и ступень, которая связана с ведущим звеном, является ступенью с неподвижными осями, то сила $P_{ур}$ проходит через полюс зацепления, т. е. через точку касания начальных окружностей. Сила $P_{ур}$ направлена по линии зацепления. При эвольвентном зацеплении линия зацепления совпадает с нормалью, проведенной в точке касания зубьев, и образует с касательной к начальным окружностям угол зацепления α_{σ} .

Сила R_{01} (реакция со стороны стойки О на звено 1 в кинематической паре O_1) неизвестна ни по величине, ни по направлению. Начальные окружности зубчатых колес вычерчиваются в том же масштабе, что и механизм.

Под действием указанных выше сил можно считать, что ведущее звено 1 находится в равновесии. Поэтому можно применить условие равновесия статики. Для определения величины силы $P_{ур}$ составим уравнение равновесия в виде суммы моментов всех сил, действующих на ведущее звено (кривошип) относительно точки O_1 (рис. 5.5):

$$\overline{R_{21} \cdot h_1} - \overline{G_1 \cdot b} - \overline{P_{ур} \cdot r_{ba}} = 0 \quad (2.28)$$

откуда

$$P_{ур} = (\overline{R_{21} \cdot h_1} - \overline{G_1 \cdot b}) / r_{ba}$$

Величины плеч определяются непосредственно из чертежа в миллиметрах. Кратчайшее расстояние (плечо) от точки O_1 до направления силы $P_{ур}$ есть не что иное, как радиус основной окружности зубчатого колеса, жестко соединенного со звеном O_1A .

Для определения реакции R_{01} составим уравнение равновесия, согласно которому главный вектор всех сил, действующих на кривошип, равен нулю:

$$\underline{\underline{G}}_1 + \underline{\underline{R}}_{21} + \underline{\underline{P}}_{yp} + \underline{\underline{P}}_{u1} + R_{01} = 0 \quad (2.30)$$

В соответствии с этим уравнением строим план сил, действующих на кривошип (рис. 5.6). Построение плана начинаем с силы R_{21} . Сложив все известные силы и соединив точки a и b, получим вектор силы R_{01} . Его истинная величина $R_{01} = ab \cdot \mu_p$. Сила P_{yp} создает на звене 0_1A относительно O_1 момент, Нм,

$$M_{yp} = P_{yp} \cdot r_{ba}, \quad (2.31)$$

где

$$r_{ba} = r_{o5} \cdot \cos \alpha_o, \quad (2.32)$$

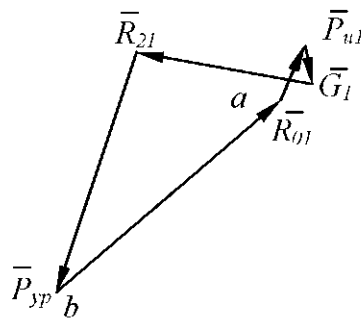


Рис. 2.6. План сил исходного механизма первого класса.

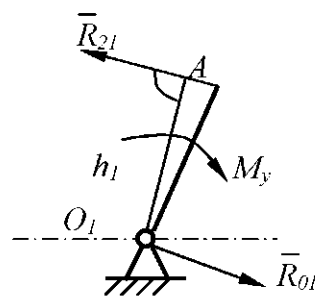


Рис. 2.7 Схема к расчету сил исходного механизма первого класса.

При определении реакции в опоре O_1 ведущего звена практически возможен и другой случай, когда кривошипный вал соединен с двигателем посредством

муфты или жестко связан с водилом или с одним из центральных колес планетарного редуктора (рис. 5.7). В этом случае к валу приложен уравновешивающий момент

$$M_{yp} = \overline{R}_{21} \cdot h_1 / \mu_c, \quad (2.33)$$

а реакция в опоре вала будет равна действию второго звена на кривошип $R_{01} = -R_{10}$ (если пренебречь весом звена 1).

Переходим к определению уравновешивающей силы или уравновешивающего момента при помощи рычага П. Е. Жуковского. Теорема Жуковского о жестком рычаге позволяет определить уравновешивающую силу или уравновешивающий момент, не определяя реакций в кинематических парах. Эта теорема основана на принципе возможных перемещений и ее можно сформулировать так: если механизм находится в динамическом равновесии под действием активных сил и сил инерции, то план скоростей, повернутый на 90° и нагруженный этими же силами в соответствующих точках, будет также находиться в равновесии и сумма моментов этих сил относительно полюса плана скоростей равна нулю. План скоростей рассматривается здесь как жесткий рычаг, имеющий одну неподвижную точку p — полюс плана скоростей.

Силы, действующие на звенья механизма, переносим параллельно самим себе в соответствующие точки s_1, s_2, s_3 и т. д., повернутого на 90° плана скоростей. Повернутый план скоростей может быть построен в любом произвольно выбранном масштабе (рис. 2.8).

Силу P'_{yp} будем считать условно приложенной в точке A кривошипа перпендикулярно звену O_1A . Тогда на повернутом плане скоростей (рис. 5.8) силу P_{yp} приложим в точке a перпендикулярно отрезку pa . Затем напишем уравнение моментов всех сил относительно полюса p плана скоростей;

$$\overline{P'_{yp}} \cdot \overline{pa} + G_2 \overline{h_2} + G_1 \overline{h_1} + P_{I2} \overline{a} + G_3 \overline{h_3} + G_4 \overline{h_4} + P_{I3} \overline{b} + P_{I4} \overline{d} + P_{I5} \overline{pd} - P_c \overline{pd} = 0 \quad (2.33)$$

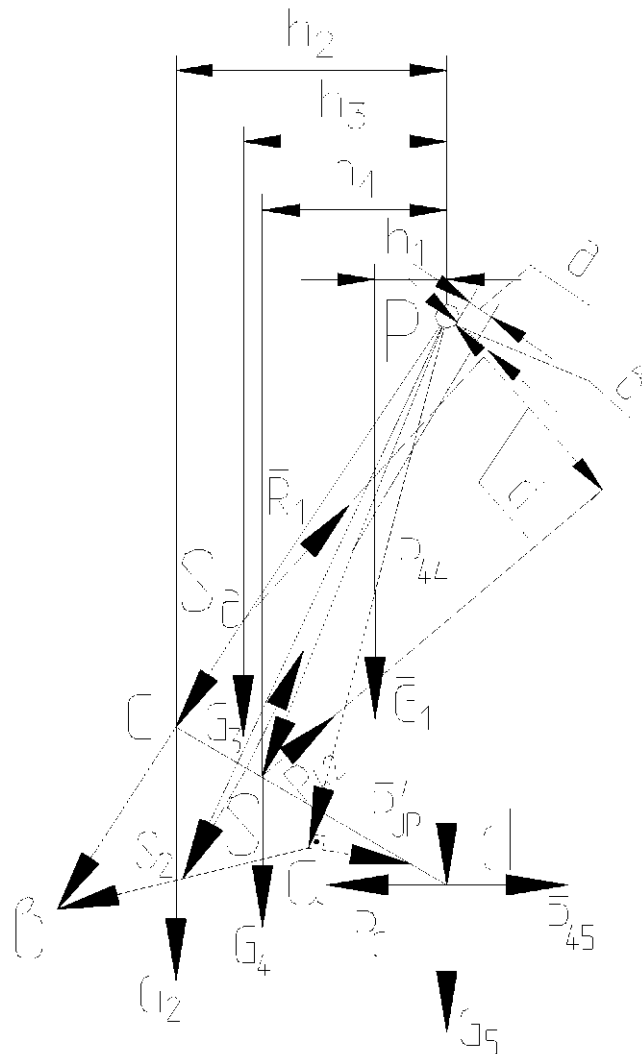


Рис.2.8. Определение уравновешивающей силы с помощью рычага Жуковского

Длину плеч в миллиметрах берем с чертежа (рис. 2.8). Решая составленное уравнение относительно P'_{yp} , получим

$$P'_{yp} = (- G_2 \bar{h}_2 - G_1 \bar{h}_1 - P_{и2} \bar{a} - G_3 \bar{h}_3 - G_4 \bar{h}_4 - P_{и3} \bar{b} - P_{и4} \bar{d} - P_{и5} \bar{p} \bar{d} + P_c \bar{p} \bar{d}) / \bar{p} \bar{a}, \quad (2.35)$$

а уравновешивающий момент

$$M'_{yp} = P'_{yp} l_{O1A} \quad (2.36)$$

Значения M_{yp} , полученные с помощью планов сил и по теореме Жуковского, не должны иметь расхождение более 5%. Погрешность подсчитывается по формуле

$$\Delta = ((M_{yp} - M'_{yp}) / (0,5 (M_{yp} + M'_{yp}))) \cdot 100 \% \quad (2.37)$$

$$\text{или } \Delta = ((P_{\text{ур}} - P^{\text{ж}}_{\text{ур}}) / (0,5 (P_{\text{ур}} + P^{\text{ж}}_{\text{ур}}))) \cdot 100 \% \quad (2.38)$$

Примечание. План скоростей для рычага Жуковского можно строить и в обычном положении, не поворачивая его, но тогда надо повернуть на 90° в одну сторону силы. При сложных планах скоростей такой метод может оказаться более удобным.

Контрольные вопросы.

1. Что называют силами сопротивления?
2. В чём заключается принцип Даламбера?
3. Что называют движущими силами?
4. В чём заключается теорема Жуковского?
5. С помощью какого метода производится сравнение результата?

РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ ЗАДАЧА 3

СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Цель:

1. Построить диаграмму $d^2S/d\varphi^2 = f(\varphi)$ в соответствии с заданным законом изменения этой функции.

2. Интегрированием закона изменения аналога ускорения толкателя определить законы изменения аналога скорости и перемещения толкателя в функции от угла поворота кулачка.

3. Построить в масштабе диаграмма изменения аналога ускорения толкателя в функции от угла поворота кулачка. Графическим интегрированием построить графики аналогов скорости и перемещения.

4. Произвести определение радиуса основной шайбы.

5. Методом обращения движения построить теоретический профиль кулачка. Определить диаметр ролика и строится рабочий профиль.

6. Построить заменяющий механизм в одном положении толкателя и для него построить планы скоростей и ускорений.

7. Определить графически углы передачи движения или углы давления и для них построить график.

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ .

3.1.1 ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ .

Кулачок — звено механизма, имеющее элемент высшей пары в виде поверхности переменной кривизны.

- *Толкатель* — звено кулачкового механизма, взаимодействующее с рабочей поверхностью кулачка своим наконечником (башмаком), который может быть острым (точечный или линейный), плоским, грибовидным и роликовым, и совершающее поступательное или вращательное движение.

Кулачковый механизм — механизм, в состав которого входит кулачок. Он может быть плоским или пространственным. Замыкание в высшей паре может быть силовым (пружина, вес толкателя и т. д.) или геометрическим.

Фазы движения толкателя: удаление, выстой при максимальном удалении, сближение, выстой при минимальном сближении к оси вращения кулачка. Соответствующие углы профиля кулачка обозначают $\varphi_{\text{У}}, \varphi_{\text{Д}}, \varphi_{\text{С}}, \varphi_{\text{Б}}$. Рабочий угол профиля равен сумме

первых трех фаз: $\varphi_{\text{Р}} = \varphi_{\text{У}} + \varphi_{\text{Д}} + \varphi_{\text{С}}$,

Угол давления ϑ — угол между направлением нормальной составляющей силы, действующей в кинематической паре на толкатель, и скоростью точки приложения этой силы. С увеличением угла давления увеличиваются потери энергии на трение. Значения ϑ не должны превосходить допускаемых значений $\vartheta_{\text{доп}}$, устанавливаемых в зависимости от типа механизма и условий его работы.

Центровой профиль кулачка — траектория центра ролика на толкателе относительно конструктивного профиля кулачка.

Начальный радиус кулачка r_0 — минимальный радиус-вектор центрального профиля кулачка.

Кулачковый распределительный вал — система кулачков с одним общим валом, предназначенная для согласованной работы нескольких выходных звеньев. Каждый кулачок имеет определенный угол установки начальной прямой относительно кулачка, принятого за базовый.

Расчет кулачка — расчет координат центрального или конструктивного профиля кулачка по заданному закону движения толкателя с учетом ограничений, накладываемых на параметры механизма, например, конструктивные ограничения, ограничения величины углов давления и др.

Метод обращения движения — метод проектирования и исследования механизма, при котором одно подвижное звено условно (мысленно) считается неподвижным при сохранении относительных движений всех других звеньев,

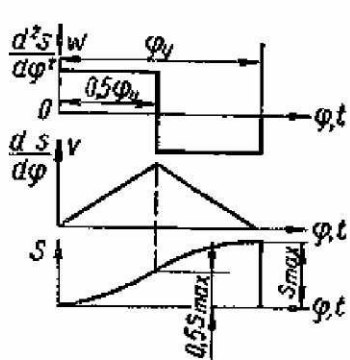
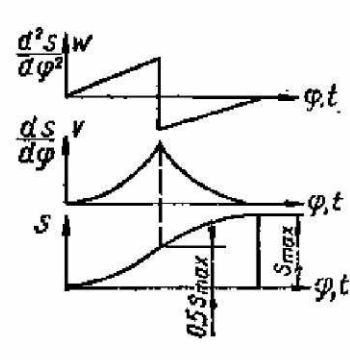
входящих в состав механизма, включая и стойку, которая становится подвижным звеном.

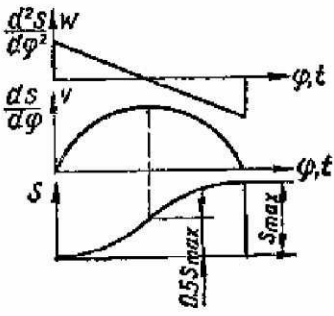
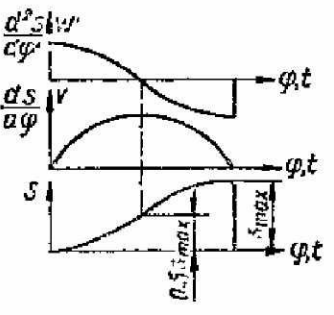
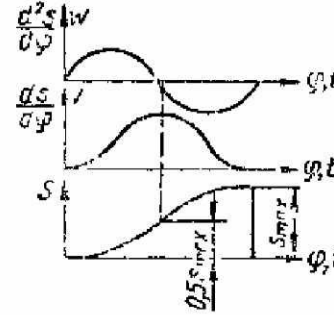
3.1.2 ВИДЫ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Кулачковый механизм типа I (рис.3.1,а) состоит из кулачка 1 и толкателя 2, совершающего прямолинейное возвратно-поступательное движение. Во все время движения механизма толкатель касается кулачка одной и той же точкой В. Если центр вращения кулачка лежит на продолжении прямолинейной траектории точки В толкателя, то кулачковый механизм называют центральным. Если же центр вращения не лежит на этой прямой, то кулачковый механизм называют вневцентренным. Расстояние e от центра вращения кулачка до траектории точки в толкателя называют эксцентриситетом.

Кулачковый механизм типа II (рис.3.2,а) называется рычажным (коромысловым) и состоит из кулачка 1 и толкателя 2 (рычага, коромысла), который касается кулачка во все время движения одной и той же точкой В и совершает колебательное вращательное движение вокруг неподвижной точки с. Расстояние $BC=l$ называют длиной толкателя. Буквой d обозначают расстояние OC между центрами вращения кулачка и толкателя. Кулачковый механизм III типа (рис.3.3,а) состоит из кулачка 1 и толкателя 2. Толкатель совершает прямолинейное возвратно – поступательное движение и касается кулачка во время движения различными точками своего прямолинейного профиля xx . Буквой α . Обозначен жёсткий угол между профилем толкателя и направлением перемещения толкателя.

Таблица 3.1 Законы движения толкателя.

Графическое изображение	Аналитическое выражение	Примечание
<p style="text-align: center;">1</p> 	$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \pm \frac{4S_{\max}}{\varphi_y^2}$ $\frac{ds}{d\varphi} = z_1 = \frac{4S_{\max}\varphi_i}{\varphi_y^2}$ <p>на интервале $0 \leq \varphi_i \leq \frac{\varphi_y}{2}$</p> $\frac{ds}{d\varphi} = z_2 = 4S_{\max} \frac{(\varphi_y - \varphi_i)}{\varphi_y^2}$ <p>на интервале $\frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi_i \leq \varphi_y$</p> $s_1 = 2S_{\max} \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^2$ <p>на интервале $0 \leq \varphi_i \leq \frac{\varphi_y}{2}$</p> $s_2 = S_{\max} - 2S_{\max} \left(\frac{\varphi_y - \varphi_i}{\varphi_y} \right)^2$ <p>на интервале $\frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi_i \leq \varphi_y$</p>	$\omega \text{ и } \frac{d^2s}{d\varphi^2} = const$
<p style="text-align: center;">2</p> 	$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \pm \frac{24S_{\max}\varphi_i}{\varphi_y^3}$ $\frac{ds}{d\varphi} = z_1 = \frac{12S_{\max}\varphi_i^2}{\varphi_y^3}$ <p>на интервале $0 \leq \varphi_i \leq \frac{\varphi_y}{2}$</p> $\frac{ds}{d\varphi} = z_2 = \frac{12S_{\max}(\varphi_y - \varphi_i)^2}{\varphi_y^3}$ <p>на интервале $\frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi_i \leq \varphi_y$</p> $s_1 = 4S_{\max} \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^3$ <p>на интервале $0 \leq \varphi_i \leq \frac{\varphi_y}{2}$</p> $s_2 = S_{\max} \left[1 - 4 \left(\frac{\varphi_y - \varphi_i}{\varphi_y} \right)^3 \right]$ <p>на интервале $\frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi_i \leq \varphi_y$</p>	

<p style="text-align: center;">3</p> 	$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \pm 6S_{\max} \left(\frac{\varphi_y - 2\varphi_i}{\varphi_y^3} \right)$ $\frac{ds}{d\varphi} = z = 6S_{\max} \left[\frac{\varphi_i(\varphi_y - \varphi_i)}{\varphi_y^3} \right]$ $s = S_{\max} \left[3 \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 - 2 \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^3 \right]$ <p>на интервале $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_y$</p>	
<p style="text-align: center;">4</p> 	$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \pm \frac{\pi^2 S_{\max}}{2\varphi_y^2} \cdot \cos \left(\pi \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)$ $\frac{ds}{d\varphi} = z = \frac{\pi S_{\max}}{2\varphi_y} \cdot \sin \left(\pi \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)$ $s = \frac{S_{\max}}{2} \left[1 - \cos \left(\pi \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$ <p>при $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_y$</p>	<p>ω и $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$ изменяются по косинусоиде</p>
<p style="text-align: center;">5</p> 	$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \pm \frac{2\pi S_{\max}}{\varphi_y^2} \cdot \sin \left(2\pi \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)$ $\frac{ds}{d\varphi} = z = \frac{S_{\max}}{\varphi_y} \left[1 - \cos \left(2\pi \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$ $s = S_{\max} \left[\frac{\varphi_i}{\varphi_y} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(2\pi \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$ <p>при $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_y$</p>	<p>ω и $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$ изменяются по синусоиде</p>

3.1.4 ФАЗОВЫЕ УГЛЫ

В большинстве случаев полный цикл работы толкателя в кулачковых механизмах соответствует времени T одного оборота кулачка ($T \frac{60}{n}$ сек, где n — число оборотов в минуту кулачка).

Промежутки времени, соответствующие удалению толкателя из самого близкого (по отношению к центру вращения кулачка) положения в самое дальнее, выстою в самом дальнем положении, возвращению из самого дальнего в самое близкое положение и выстою в самом близком положении, обозначают $T_y; T_d; T_v; T_b$. Углы поворота кулачка, соответствующие этим промежуткам времени, называют углом удаления, углом дальнего стояния, углом возвращения и углом ближнего стояния и обозначают $\varphi_y; \varphi_d; \varphi_v; \varphi_b$ (фазовые углы). Очевидно:

$$T_y + T_d + T_v + T_b = T; \quad (3.1)$$

$$\varphi_y + \varphi_d + \varphi_v + \varphi_b = 2\pi \quad (3.2)$$

Сумму $\varphi_y + \varphi_d + \varphi_v$ называют рабочим углом и обозначают φ_r . Следовательно,

$$\varphi_y + \varphi_d + \varphi_v + \varphi_b = \varphi_r \quad (3.3)$$

3.1.5 УГОЛ ПЕРЕДАЧИ ДВИЖЕНИЯ

При синтезе кулачкового механизма большую роль уделяют углу передачи движения. Углом передачи движения называют острый угол, образуемый

прямыми, на которых расположены векторы \vec{v}_2 и $\vec{v}_{отн}$ абсолютной и от

носительной (по отношению к кулачку) скоростей той точки толкателя, которая находится в точке контакта A (рис. 4, $a, б$). Если пренебречь силой трения между кулачком и толкателем, то силой, приводящей в движение толкатель (движущей силой), является давление Q кулачка, приложенное к толкателю в точке A и направленное по общей нормали nn к профилям кулачка и толкателя. Разложив силу Q на взаимно перпендикулярные составляющие Q_1 и Q_2 , из которых первая направлена по направлению скорости \vec{v}_2 получим силы Q_x и Q_2 в зависимости от угла γ :

$$Q_2 = Q \cos \gamma. \quad (3.4)$$

$$Q_2 = Q \cos \gamma. \quad (3.5)$$

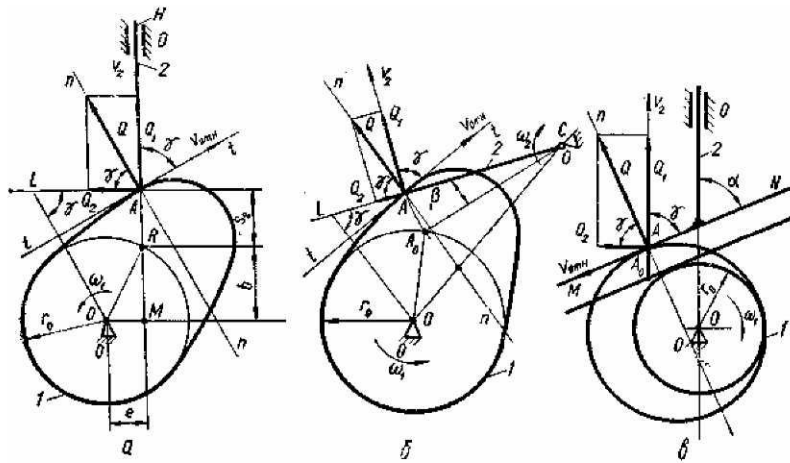


Рис . 3.4

Сила Q_1 перемещает толкатель, преодолевая при этом все полезные (связанные с выполнением технологических задач) и вредные (силы трения) сопротивления, приложенные к толкателю. Сила Q_2 увеличивает силы трения в кинематической паре, образованной толкателем и стойкой.

Как видно из формул (3.4) и (3.5), с уменьшением угла γ сила Q_x уменьшается, а сила Q_2 увеличивается. При некотором значении угла

γ может оказаться, что сила Q_1 не сможет преодолеть все сопротивления, приложенные к толкателю, и механизм не будет работать. Такое явление называют заклиниванием механизма, а углу γ , при котором оно имеет место, называют углом заклинивания $\gamma_{\text{закл}}$. При проектировании кулачкового механизма задают минимальное допустимое значение угла γ , обозначаемое γ_{min} и значительно превосходящее $\gamma_{\text{закл}}$, и требуют, чтобы угол γ ни в одном положении кулачкового механизма не был меньше γ_{min} , т. е. требуют выполнения неравенств

$$\gamma \geq \gamma_{\text{min}} > \gamma_{\text{закл}} \quad (3.6)$$

Как показано на рис. 4, в, в кулачковом механизме с плоским толкателем угол γ передачи движения равен углу α между профилем толкателя и направлением его движения и остается постоянным во все время движения

механизма. Поэтому при проектировании кулачкового механизма этого типа нужно, чтобы

$$\gamma = \alpha \geq \gamma_{\text{закл}} \quad (3.7)$$

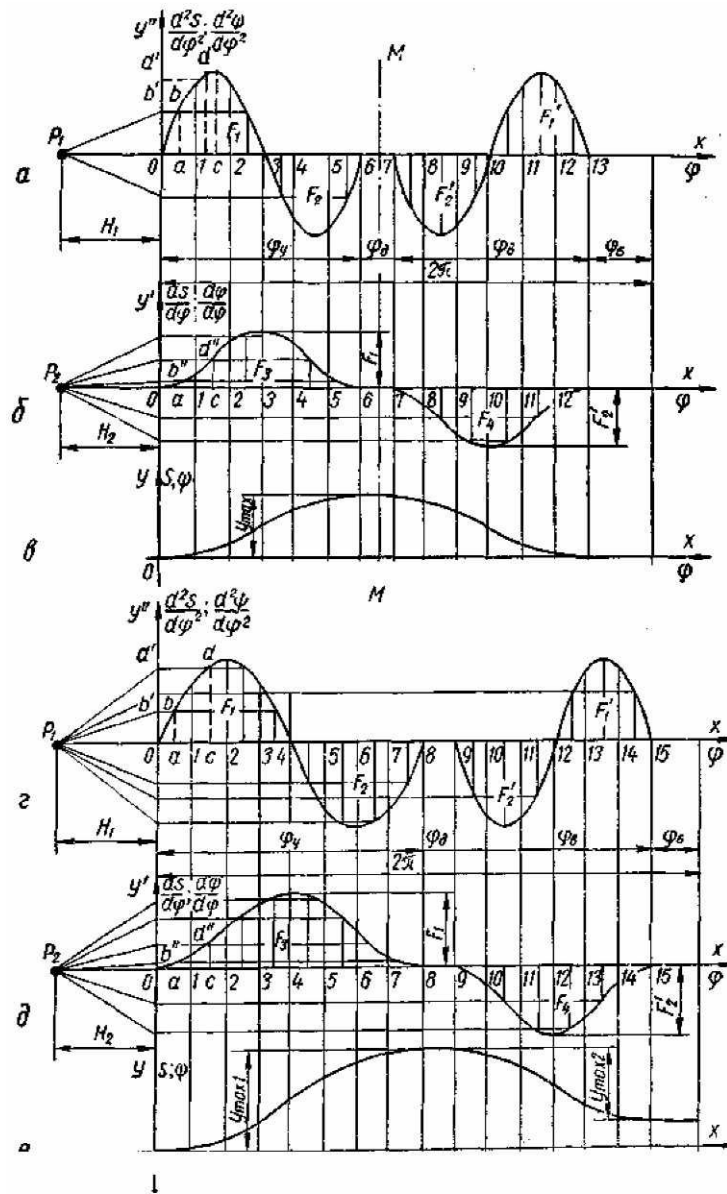


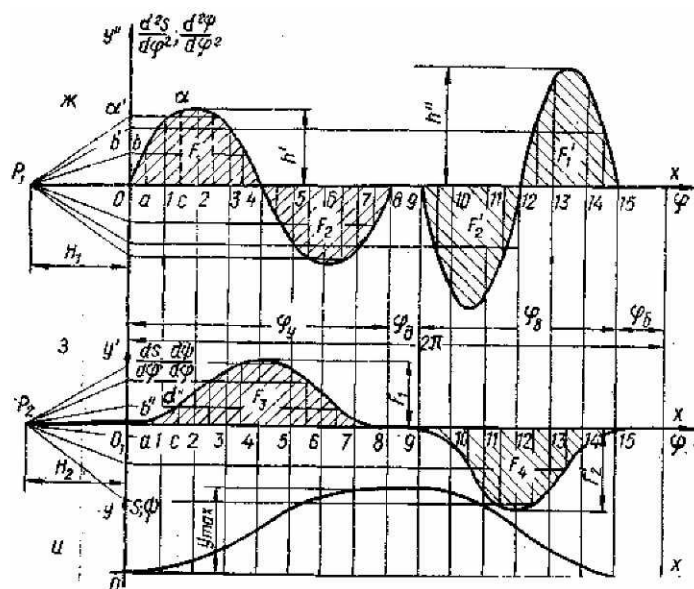
Рис. 3.5

Для кулачковых механизмов можно рекомендовать $\gamma_{\min} = 60^\circ$ (рис. 4, а) и $\gamma_{\min} = 45^\circ$ (рис. 52, б).

3.1.6 ГРАФИЧЕСКОЕ ИНТЕГРИРОВАНИЕ

На рис.3.5,а представлена кривая $y''=y''(\varphi)$, выражающая

зависимость $\frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$



Площади F_1 и F_2 , а также F'_2 и F'_1 должны быть равны между собой, поскольку скорость толкателя в начале и конце углов удаления и возвращения равна нулю. Проинтегрируем дважды графически заданную зависимость. Для этого:

построим ординаты ab , cd , ..., соответствующие серединам интервалов 01 , 12 , ..., и отложим отрезки $Ob' = ab$, $Od' = cd$ на оси ординат;

соединим произвольно взятую точку P_2 на продолжении оси x с точками b' , d' , ...;

на рис. 3.5, б из точки O_1 проводим отрезок O_1b'' в интервале 0_11 параллельно лучу P_1B' , отрезок $b''d''$ в интервале $1-2$ параллельно лучу P_1d' и т. д.

Полученная ломаная линия (в пределе — кривая) в графической форме представляет собой первый интеграл заданной

зависимости, т. е. кривую $y' = y'(x)$ и, значит, с учетом

$$\text{масштабов } \frac{ds}{d\varphi} = \frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$$

Аналогично, интегрируя кривую $y' = y'(x)$, получаем вторую интегральную кривую $y = y(x)$, с учетом масштабов $S=S(\varphi)$ (рис. 3.5, е),

Начальные условия для кулачковых механизмов с поступательно движущимся толкателем: $t_0=0$; $v_{c0}=0$; $S_0=0$

3.1.7 РЕКОМЕНДУЕМЫЕ МАСШТАБЫ ВЕЛИЧИН, ОТКЛАДЫВАЕМЫХ НА ОСИ АБСЦИСС.

Пусть по оси x (рис. 5) отложен отрезок длиной L мм, представляющий собой угол поворота кулачка, равный 2π (или 360°). В этом случае масштаб углов поворота

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi \text{ рад}}{L \text{ мм}} \quad (3.8)$$

$$\text{либо } \mu_\varphi^\circ = \frac{360^\circ}{L \text{ мм}} \quad (3.9)$$

$$\mu_t = \frac{60 \text{ сек}}{Ll \text{ мм}} \quad (3.10)$$

Равенства (3.9) и (3.10) показывают, что масштабы времени и углов поворота кулачка определяются выбранной величиной отрезка L (это и понятно), представляющего собой один оборот кулачка (либо один период его вращения). Так как обычно при исследовании движения период делится на l равных частей, где l для удобства вычерчивания принимается кратным 12, то, очевидно, и отрезок, равный L мм, выгодно брать также кратным 12. Поэтому в зависимости от величины вычерчиваемой диаграммы можно рекомендовать значения $L = 120, 180, 240, 300, 360$ мм.

Из курса теории механизмов известно, что между масштабами диаграмм при графическом интегрировании, существуют такие зависимости (рис. 5):

$$\mu_S = H_2 \mu_\varphi \mu_{\frac{dS}{d\varphi}} \quad (3.11)$$

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = H_1 \mu_\varphi \mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} \quad (3.12)$$

В заданиях на проект закон движения толкателя дается всюду в форме кривой $\frac{d^2S}{d\varphi^2} - \varphi$ без указания масштабов, в которых эта кривая построена.

Интегрируя эту кривую, получаем кривую

$$\frac{dS}{d\varphi} - \varphi$$

Масштабы обеих кривых связаны равенством (3.12), но в нем неизвестными являются значения H_1 , $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}$ и $\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}}$

Для того чтобы построенные диаграммы были удобочитаемыми,

следует обеспечить такие значения ординат $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ и $\frac{dS}{d\varphi}$, которые

были бы достаточно большими и вместе с тем не выходили за пределы участков, отведенных для этих диаграмм на чертеже. В наших заданиях, например, можно рекомендовать для ординаты $(\frac{d^2S}{d\varphi^2})_{\max}$ отрезок y'_{\max} , равный 60 — 80 мм. Значения $\frac{dS}{d\varphi}$ определяются также величиной полюсного расстояния H_1 . В

заданиях на проект можно брать величину отрезка H_1 в пределах 40 — 60 мм. Приблизительно в тех же границах (или несколько меньших) можно выбрать и H_2 . Таким образом, все три кинематические диаграммы строятся в неопределенном масштабе. Но в заданиях на проект обычно задается (либо может быть без труда определен из простейших геометрических соображений) ход толкателя h . На кривой $S - \varphi$ он представлен максимальной ординатой y_{\max} величина, которой определяется непосредственно на этой

кривой. Зная h и y_{\max} , можно найти масштаб, μ_S а именно: $\mu_S = \frac{h}{y_{\max}}$

(рис. 5). Определив таким образом μ_s можно затем по равенствам (3. 11) и (3. 12) найти $\mu_{\frac{ds}{d\varphi}}$ и $\mu_{\frac{d^2s}{d\varphi^2}}$

3.1.8 МЕТОД ОБРАЩЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ

Метод обращённого движения состоит в следующем . Если движущейся системе , состоящей из нескольких тел , сообщить добавочное , общее для всех тел , входящих в систему , движение , то относительное движение системы тел , несмотря на изменившееся абсолютное движение каждого из них , останется неизменным . В применении к задаче кинематического синтеза кулачковых механизмов этот метод выражается в следующем виде: мысленно придаём всему механизму, т. е. кулачковой шайбе, толкателю и стойке, вращение вокруг центра вращения кулачка с угловой скоростью $(-\omega_k)$, равной, но противоположно направленной угловой скорости кулачка .

Тогда угловая скорость кулачка становится равной $\omega_k + (-\omega_k) = 0$, т. е. кулачок как бы становится неподвижным. Толкатель, если он в прямом движении перемещался поступательно, помимо своего абсолютного движения приобретает вместе со своими неподвижными параллелями добавочное движение \square вращение вокруг оси O_2 кулачка (рис 600 с угловой скоростью , равной $(-\omega_k)$.

При этом, однако, относительное расположение толкателя и кулачка не нарушается, а именно, абсолютная траектория центра ролика (отрезок прямой), бывшая ранее неподвижной, вращаясь теперь вокруг центра O_2 продолжает касаться окружности радиуса, равного окружности радиуса, равного эксцентриситету e . Точно так же и в случае кулачкового механизма с коромыслом (рис 60) при обращении движения останавливаем кулачок, но придаём добавочное движение толкателю. При этом точка В его подвеса перерастает оставаться неподвижной : она описывает в обращённом окружность радиуса O_2 В направлении, обратном абсолютному вращению кулачка, а центр ролика С (ролик непоказан), помимо перемещения по дуге радиуса ВС, получает добавочное в каждый момент времени вращение вокруг центра O_2 . Но при этом его

относительное расположение в системе не нарушается, а именно, в произвольно выбранных положениях ролик всегда касается профиля шайбы и, следовательно, расстояние центра ролика от центра вращения кулачка остаётся в обращённом движении равным тому же расстоянию, что и в прямом. Таким образом, метод обращённого движения позволяет при проектировании рассматривать вместо абсолютного движения толкателя его движение относительно кулачка; сам же кулачок становится как бы неподвижным звеном. Метод обращённого движения значительно упрощает решение задачи кинематического синтеза кулачковых механизмов.

3.1.9 ПОСТРОЕНИЕ ЗАМЕНЯЮЩЕГО МЕХАНИЗМА

На рис. 3.6, 3.7, 3.8 представлены схемы кулачковых механизмов. Ведущими звеньями в этих механизмах являются кулачки 1, вращающиеся с некоторой угловой скоростью ω_1 .

Пусть $\omega_1 = \text{const}$; требуется построить планы скоростей и ускорений для этих механизмов.

Эта задача значительно упростится, если заменить высшие пары звеньями, входящими только в низшие пары.

Обозначим цифрой 3 добавочное звено. На рис. 3.6, а заменяющим механизмом будет кривошипно-ползунный механизм OAB с кривошипом OA , где точка A (здесь и далее) является центром кривизны кривой теоретического профиля кулачков в точке B . Скорость и ускорение точки

B толкателя определим, построив планы скоростей (рис. 3.6, б) и ускорений (рис. 3.6, в) по векторным уравнениям

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA} \text{ и } \vec{v}_B \parallel \text{уу}; \quad (3.13)$$

$$\vec{\omega}_B = \vec{\omega}_A + \vec{\omega}_{BA}^n + \vec{\omega}_{BA}^t \text{ и } \vec{\omega}_B \parallel \text{уу}. \quad (3.14)$$

Для кулачкового механизма с качающимся толкателем BC (рис. 3.7, а) заменяющим механизмом будет четырёхзвенник $OABC$,

Скорость \vec{v}_B и ускорение $\vec{\omega}_B$ точки B которого определим из следующих уравнений:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA} ; \quad (3.15) \quad \bar{v}_B \text{ перпендикулярно } BC;$$

$$\bar{\omega}_B = \bar{\omega}_A + \bar{\omega}_{BA}^n + \bar{\omega}_{BA}^t \quad (3.16); \quad \bar{\omega}_B = \bar{\omega}_B^n + \bar{\omega}_B^t \quad (3.17)$$

Построение планов скоростей (рис. 3.7, б) и ускорений (рис. 3.7, в) производится изложенным выше методом

Для механизма с плоским толкателем (рис. 3.8, а) заменяющий механизм $OABC$ будет состоять из кривошипа OA и двухповодковой группы ABC .

Так как звенья 2 и 3 движутся поступательно, то их угловые скорости

$$\omega_2 = \omega_3 = 0 \quad (3.18)$$

Скорость центра шарнира A , соединяющего звенья 1 и 3 $v_{A1} = v_{A3} = \omega_1 l_{OA}$, а ускорение $\omega_{A1} = \omega_{A3} = \omega_1^2 l_{OA}$ (так как кривошип вращается равномерно), причём \bar{v}_{A3} перпендикулярно OA , а $\bar{\omega}_{A3}$ параллельно OA и направлено к центру O . Раскладывая абсолютное движение звена 3 на переносное поступательное вместе со звеном 2 и на относительное поступательное по отношению к звену 2, получаем уравнения

$$\bar{v}_{A3} = \bar{v}_{A2} + \bar{v}_{A3A2} \quad (3.19)$$

$$\bar{\omega}_{A3} = \bar{\omega}_{A2} + \bar{\omega}_{A2A3} \quad (3.20)$$

Здесь

$$\bar{v}_{A3} = \bar{v}_{A1} ; \quad \bar{v}_{A2} \parallel \text{уу}; \quad \bar{v}_{A3A2} \parallel \text{хх} \quad (3.21)$$

$$\bar{\omega}_{A3} = \bar{\omega}_{A1}; \quad \bar{\omega}_{A2} \parallel \text{уу}; \quad (3.22)$$

$$\bar{\omega}_{A3A2} \parallel \text{хх}.$$

В соответствии с этими уравнениями на рис.3.8,б и 3.8, в построены планы скоростей и ускорений механизма. Точность построения планов зависит от точности определения центра A кривизны кривой профиля кулачка. Поэтому в тех случаях, когда центр кривизны профиля кулачка не задается, его положение следует определить с особой тщательностью.

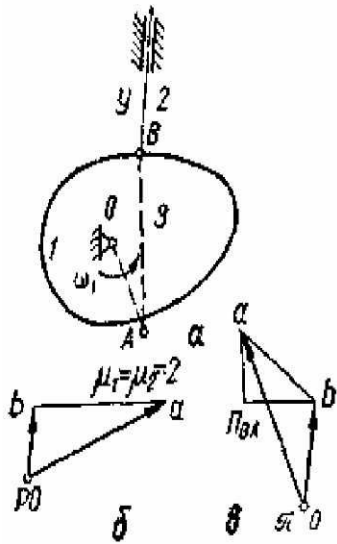


Рис. 3.6

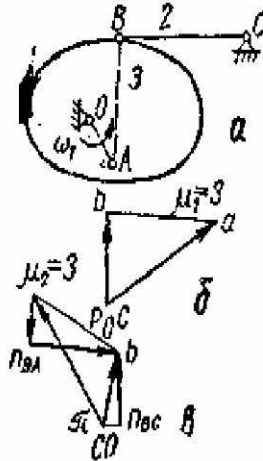


Рис. 3.7

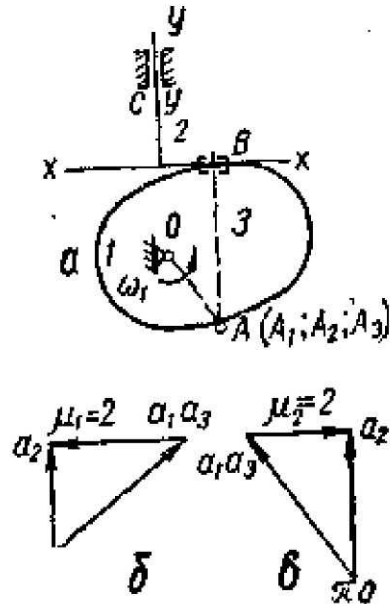


Рис. 3.8

3.1.10 ГРАФИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛОВ ПЕРЕДАЧИ ДВИЖЕНИЯ

Угол передачи движения меняется с положением механизма. Его величина характеризует в известной мере качество механизма, поэтому практически важно для оценки работы механизма иметь диаграмму $\gamma - \varphi$ изменения угла передачи в зависимости от положения даже и в том случае, когда при проектировании профиля некоторые размеры взяты из условия $\gamma \geq \gamma_{\min}$.

Первый способ: по различным положениям толкателя в его обращённом движении (рис.3.9) находим острые углы, образованные линиями относительной и абсолютной скоростей центра ролика.

На рис. 3.9,а показаны углы γ_3 и γ_4 передачи движения, соответствующие третьему и четвёртому положениям теоретического профиля кулачкового механизма с эксцентриситетом, а на рис.3.9,б-механизма с коромыслом.

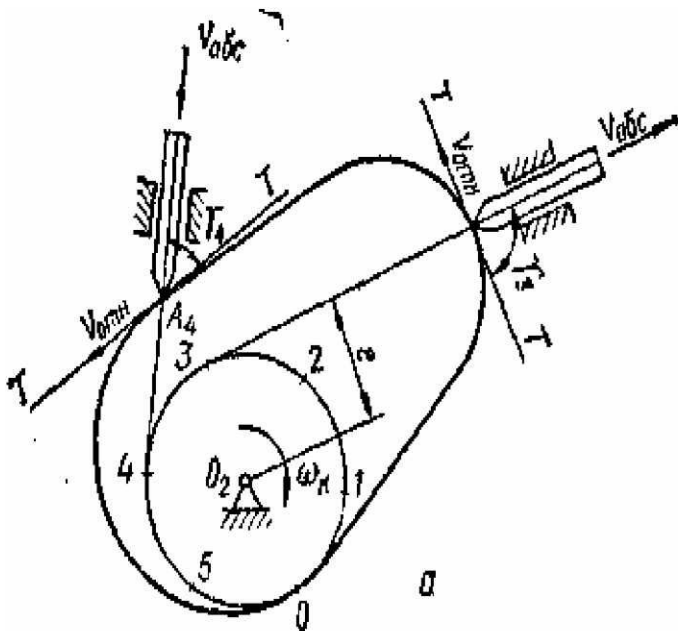


Рис.3.9,а

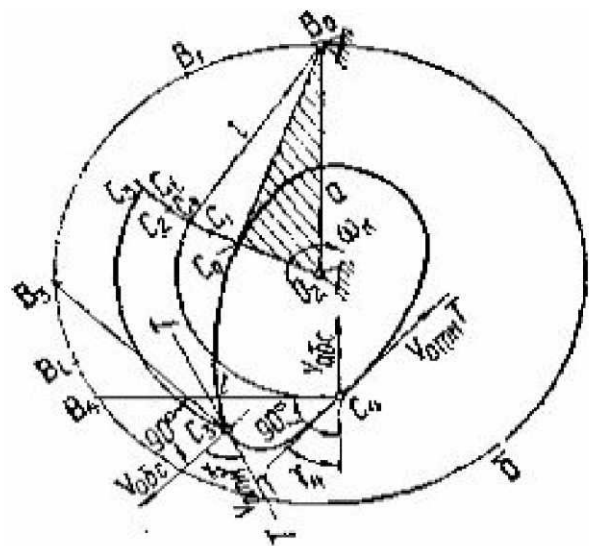


Рис.3.9,б

Второй способ: (рис.3.10,а), соединяя любую точку В овала с центром O_2 вращения кулачка механизма с эксцентриситетом, получаем $\angle C_1B_1O_2 = \gamma_1$. Найдём, например угол $C_3B_3O_2$. Заметим, что по построению $C_0C_3\mu_S = S$,

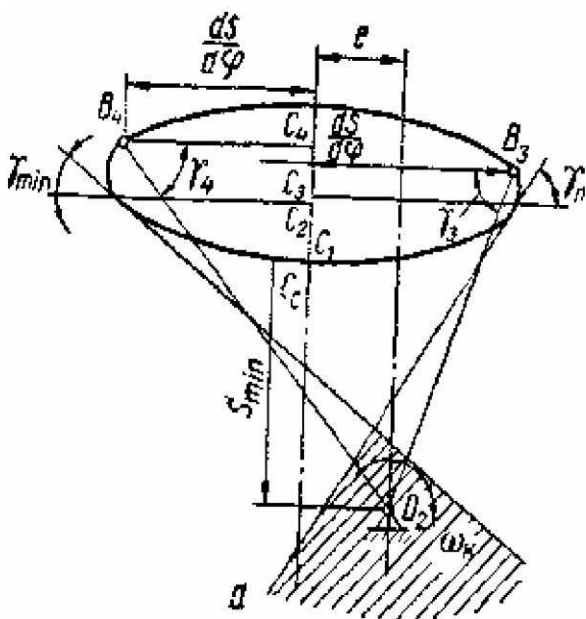


Рис.3.10,а

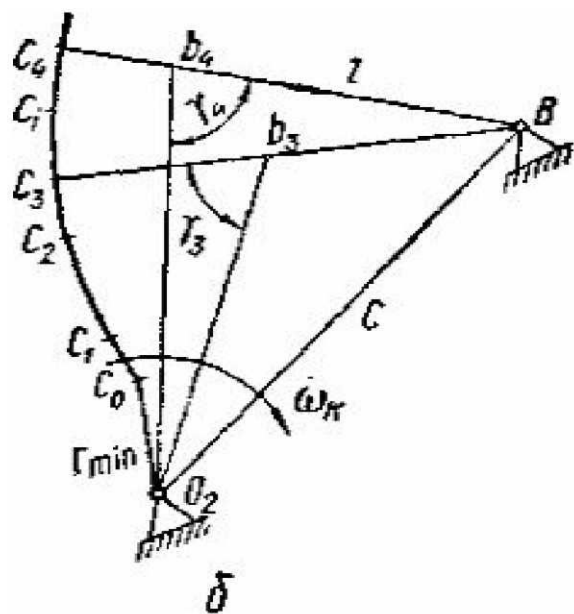


Рис.3.10,б

$$C_3B_3 \mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{dS}{d\varphi}, \mu_S = \mu_{\frac{dS}{d\varphi}}, \operatorname{tg} \angle C_3B_3O_2 = \frac{S_{\min} + S}{dS - e}, \text{ а это и есть формула для}$$

определения угла γ_3 . Следовательно, $\angle C_3B_3O_2 = \gamma_3$.

Точно так же, соединяя центр вращения кулачка O_2 механизма с коромыслом с точкой b_i (на рис. 3.10 б. $i=3; 4$) получаем, что $\angle C_i b_i O_2$ равен либо γ_i , либо $\pi - \gamma_i$. Докажем это.

Предварительно заметим, что нормаль $N_i N_i$ (рис. 3.11) к профилю кулачка в точке C_i пересекает линию центров $O_2 B$ в точке K_i , которая является мгновенным центром относительного вращения кулачка и толкателя в данном положении.

Вспомним далее, что

$$C_i b_i \mu_i = \frac{d\psi}{d\varphi} BC \mu_i; \quad (3.23)$$

$$\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{\omega_T}{\omega_K} = \frac{O_2 K_i}{BK_i}. \quad (3.24)$$

Отсюда $\frac{C_i b_i}{BC_i} = \frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{O_2 K_i}{BK_i}$ и, следовательно, $O_i b_i \parallel K_i C_i$

Но по рис. 3.11 видно, что $\angle K_i C_i L_i = \angle T_i C_i M_i$, как углы с взаимно перпендикулярными сторонами. Поэтому $\angle K_i C_i L_i = \gamma_i$, а значит, в силу параллельности сторон $\angle C_i b_i O_2 = \gamma_i$.

Определив значения в положениях механизма, можно построить диаграмму γ - φ изменения угла передачи в зависимости от положения.

$$-\left(s + \frac{d^2s}{d\varphi^2}\right) = a \quad (3.26)$$

Наибольшую величину, a можно получить, используя аналитические выражения законов движения толкателя, приведённых в табл. 3.1:

1. При движении толкателя с постоянным ускорением (табл. 3.1 .1) имеем:

$$s = 2S_{\max} \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 \quad (3.27)$$

$$\text{и } \frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{4S_{\max}}{\varphi_y^2}, \quad (3.28)$$

где S_{\max} - максимальное перемещение толкателя .

Максимальное значение величины a будет при, $\varphi_i = \frac{\varphi_y}{2}$ т. е. при $s = \frac{S_{\max}}{2}$.

$$\text{Тогда } a = S_{\max} \frac{\varphi_y^2 - 8}{2\varphi_y^2} = S_{\max} b, \quad (3.29)$$

$$\text{где } b = \frac{\varphi_y^2 - 8}{2\varphi_y^2}. \quad (3.30)$$

2. Если ускорение толкателя изменяется по закону , представленному в табл. 3.1.2 , то

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = 24S_{\max} \frac{\varphi_i}{\varphi_y^3} \quad (3.31)$$

$$\text{и } s = 4S_{\max} \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^3. \quad (3.32)$$

Здесь максимальное значение a будет при $\varphi_i = \frac{\varphi_y}{2}$, т.е. когда

$$s = \frac{S_{\max}}{2},$$

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{12S_{\max}}{\varphi_y^2}. \quad (3.33)$$

Подставив эти значения в уравнение, (3.26) получим

$$a = -\left(\frac{S_{\max}}{2} - \frac{12S_{\max}}{\varphi_y^2}\right) = -S_{\max} \left(\frac{\varphi_v^2 - 24}{2\varphi_y^2}\right) = S_{\max} b, \quad (3.34)$$

$$\text{где } b = \frac{\varphi_v^2 - 24}{2\varphi_y^2}. \quad (3.35)$$

3. При движении толкателя с равноубывающим ускорением

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = 6S_{\max} \left(\frac{\varphi_y - 2\varphi_i}{\varphi_y^3}\right) \quad (3.36)$$

$$\text{и } s = S_{\max} \left[3\left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y}\right)^2 - 2\left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y}\right)^3 \right]. \quad (3.37)$$

Максимальное значение, a будет, когда $\varphi_i = \varphi_y$. При этом

$$s = S_{\max}; \quad \frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{6S_{\max}}{\varphi_y^2}; \quad (3.38)$$

$$a = -S_{\max} \left(\frac{\varphi_y - 6}{\varphi_y^2}\right) = S_{\max} b, \quad (3.39)$$

$$\text{где } b = \frac{\varphi_y^2 - 6}{\varphi_y^2}. \quad (3.40)$$

4. При изменении ускорения толкателя по закону косинуса (табл. 3.1.4)

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{\pi^2}{2} \cdot \frac{S_{\max}}{\varphi_y^2} \cos\left(\pi \cdot \frac{\varphi_i}{\varphi_y}\right); \quad (3.41)$$

$$s = \frac{S_{\max}}{2} \left[1 - \cos\left(\pi \cdot \frac{\varphi_i}{\varphi_y}\right) \right]. \quad (3.42)$$

Максимальное значение, а будет, когда $\varphi_i = \varphi_y$. При этом

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = -4,93 \frac{S_{\max}}{\varphi_y^2} ; \quad (3.43)$$

$$s = S_{\max} \quad \text{и} \quad a = S_{\max} \left(\frac{\varphi_y^2 - 4,93}{\varphi_y^2} \right) = S_{\max} b , \quad (3.44)$$

$$\text{где} \quad b = \frac{\varphi_y^2 - 4,93}{\varphi_y^2} . \quad (3.45)$$

5. Если ускорение толкателя изменяется по закону синуса , то

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = 2\pi \cdot \frac{S_{\max}}{\varphi_y^2} \sin \left(2\pi \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) ; \quad (3.46)$$

$$s = S_{\max} \left[\frac{\varphi_i}{\varphi_y} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin \left(2\pi \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right] . \quad (3.47)$$

Максимальное значение будет , когда $\varphi_i = 0,75\varphi_y$. При этом

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = 6,28 \cdot \frac{S_{\max}}{\varphi_y^2} \quad ; \quad s = 0,91S_{\max} ; \quad (3.48)$$

$$a = S_{\max} \left(\frac{0,91\varphi_y^2 - 6,28}{\varphi_y^2} \right) = S_{\max} b , \quad (3.49)$$

где

$$b = \frac{0,91\varphi_y^2 - 6,28}{\varphi_y^2} . \quad (3.50)$$

В рассмотренных законах движения толкателя значение функции b зависит от величины фазового угла поворота кулачка: чем меньше φ , тем больше b . Поэтому при расчёте величин b в формулы (7.22)-(7.26) следует подставлять наименьшее значение из заданных углов φ_y или φ_B .

Подставив в уравнение (7.20) значение функции b , получим формулу для определения минимального радиуса кулачка:

$$r_0 = bS_{\max} \sin\gamma + (5 \div 10) \text{ мм.} \quad (3.51)$$

3.2 ПРИМЕР РАСЧЁТА.

Пример 1. Проектирование кулачкового механизма с поступательно движущимся роликовым толкателем (рис.3.12). Задан закон 1 движения ведомого звена по табл. 3.1. Фазовые углы поворота: $\varphi_y = 90^\circ$, $\varphi_d = 30^\circ$, $\varphi_B = 60^\circ$. Ход толкателя $h = 0,06$ м и допустимый угол давления $\alpha_{\text{доп}} = 30^\circ$. Кулачок вращается по часовой стрелке.

Проектирование начнем с построения диаграммы аналогов ускорений $d^2S/d\varphi^2 = f(\varphi)$ (рис. 3.13). За величину амплитуды на участке угла φ_y принимаем отрезок a_y произвольной длины, в данном случае $a_y = 15$ мм. В следствие того, что углы φ_y и φ_B по проектному заданию не равны между собой, величины амплитуд обоих участков также будут разными. Примем $a_y = 15$ мм, для определения амплитуды a_B на участке угла φ_B воспользуемся уравнением

$$\frac{a_y}{a_B} = \frac{\varphi_B^2}{\varphi_y^2}$$

откуда

$$a_B = \frac{a_y \cdot \varphi_y^2}{\varphi_B^2} = \frac{15 \cdot 90^2}{60^2} = 33,75 \text{ мм} \quad (3.52)$$

Интегрируя графически диаграмму аналога ускорения $d^2S/d\varphi^2$, получаем график аналога скорости $dS/d\varphi$. Проинтегрировав диаграмму функции $dS/d\varphi$ таким же образом, получаем диаграмму перемещений $S(\varphi)$.

Определим масштаб по оси абсцисс (ось φ):

$$\mu = \frac{\varphi_B}{1} = \frac{\pi}{180} = 0,017 \text{ рад/мм},$$

где $\varphi_P = \varphi_Y + \varphi_D + \varphi_B = \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{6} + \frac{\pi}{3} = \pi \text{ рад}.$

x — произвольно выбранный отрезок, пропорциональный углу φ_P , в мм.

Отрезок x делим на части, пропорциональные углам φ_Y , φ_D и φ_B .

Для того, чтобы построенные диаграммы были в одном масштабе, рекомендуется полюсное расстояние H брать равным отношению:

$$H = \frac{1}{\mu_\varphi} = \frac{1}{0,017} = 58,8 \text{ мм}.$$

Определим масштабы диаграмм

$$\mu_s = \mu ds / d\varphi = h / h' = 0,06 / 24 = 0,0025 \text{ м/мм}.$$

Кривые перемещений на участках φ_Y и φ_B представляют собой две сопряженные параболы, которые строят графическим способом (рис. 3.13).

Определяем минимальный радиус профиля кулачка r_0 (рис. 3.12,а). Для этого строим диаграмму $S = S(dS/d\varphi)$ методом исключения угла поворота кулачка. Масштабы по осям координат должны быть одинаковыми.

По оси ординат откладываем положение S центра ролика L согласно диаграмме перемещений, а по оси абсцисс откладываем величины $dS/d\varphi$, взятые из графика аналогов скоростей, предварительно повернув их на 90° в сторону вращения кулачка. К диаграмме проведем две касательные справа и слева под заданным допустимым углом давления $\alpha_{доп} = 30^\circ$ ($\gamma_{min} = 60^\circ$).

Найдем точку их пересечения $O1$. Приняв эту точку за центр вращения кулачка, получим наименьший радиус теоретического (центрового) профиля кулачка $r_0 = O1A_0\mu_s$, при котором угол давления не выходит за допустимые пределы. Расстояние от точки $O1$ до направления движения толкателя равно смещению e .

Для построения теоретического профиля (рис. 3.12,б) проводим в выбранном масштабе окружность $r_0 = O1A_0$ и окружность радиусом смещения e . Построение ведем в положении начала подъема толкателя, используя метод обращения движения.

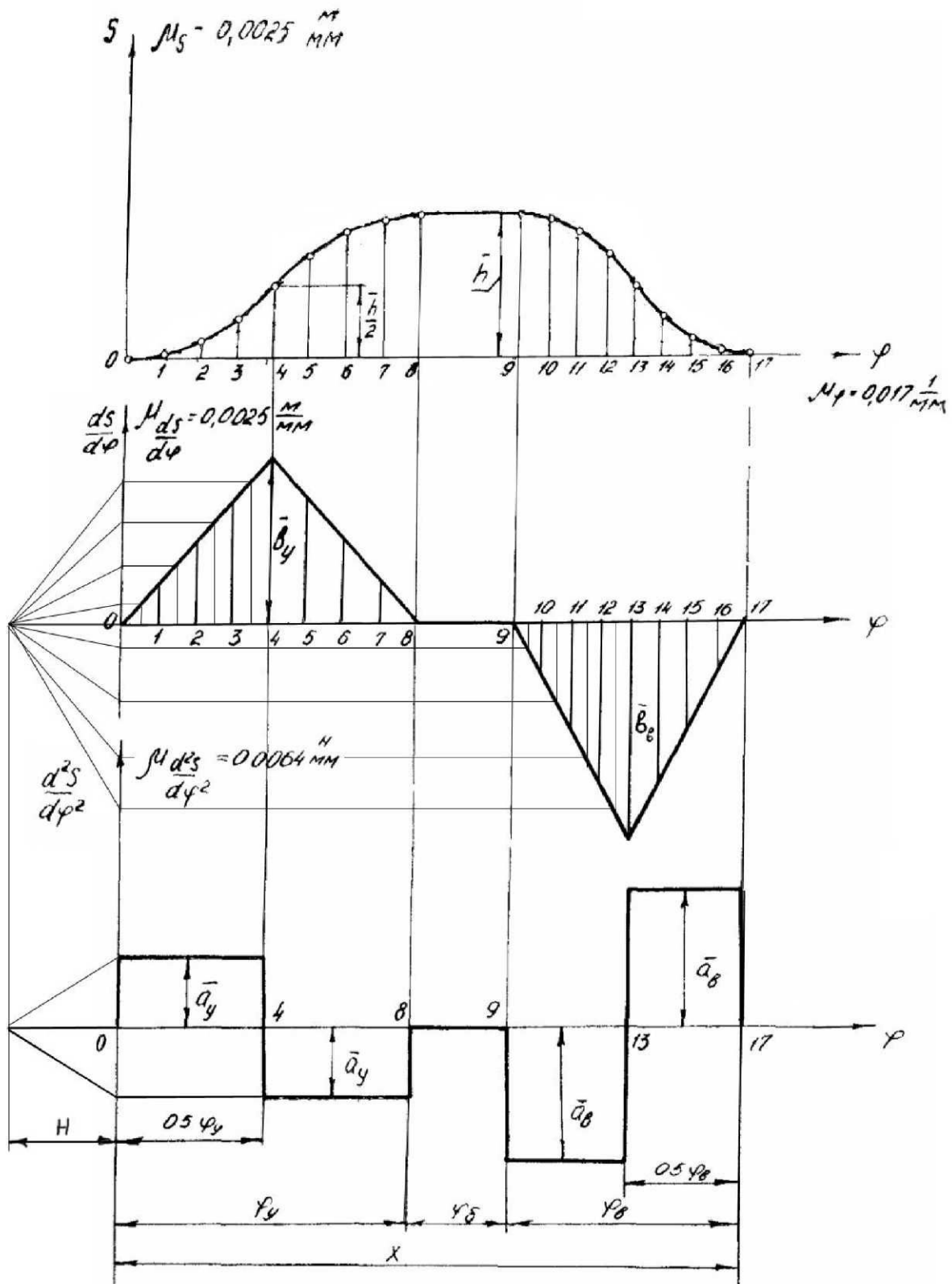


Рис. 3.13. Кинематические диаграммы движения толкателя с постоянным ускорением

1. Через нижнее положение острия толкателя A_0 проводим касательную в нужном направлении эксцентриситета к окружности смещения и на этой касательной откладываем перемещения $A_0A_1 = s_1$, $A_0A_2 = s_2$ и т. д., взятые с диаграммы перемещения (рис. 3.12). Получим ряд последовательных положений точки A (A_0, A_1, A_2 и т. д.).

2. Делим окружность радиуса r_0 на части, пропорциональные углам φ_u , φ_d , φ_v , и φ_b отсчитываем от радиуса O_1A_0 в направлении, обратном вращению кулачка.

3. Дуги окружности r_0 соответствующие углам φ_u , и φ_v , делим на n равных частей и через точки деления проводим касательные к окружности радиуса e .

4. Для построения теоретического профиля кулачка из центра O_1 через точки A_1, A_2 и т. д. проводим дуги до пересечения с соответствующими касательными.

5. Соединяя последовательно найденные точки пересечения, получим теоретический профиль.

6. Теоретический профиль на участках φ_d и φ_v , очерчивается дугами окружности с центром в точке O_1 .

Определение радиуса ролика проводим методом проб, т. е. находим участок с наибольшей кривизной и описываем круг кривизны с радиусом r_{\min} . Радиус ролика определяется так:

$r_{\text{рол}} \leq 0,7r_{\min}$. или $r_{\text{рол}} \leq 0,4 \cdot r_0$. Из этих двух величин берем наименьшую. Последнее условие связано с прочностью кулачка. В нашем примере принимаем $r_{\text{рол}} \leq 0,7r_{\min} = 0,04$ м. Для построения конструктивного (рабочего) профиля кулачка из произвольных точек центрального профиля проводим окружности радиусом $r_{\text{рол}}$ и строим их огибающую.

Пример 2. Проектирование кулачкового механизма с поступательно движущимся плоским толкателем (рис. 3.8).

Задан закон 5 движения ведомого звена по табл. 3.1. Кулачок вращается против часовой стрелки. Остальные данные берем из примера 1.

Построение начинаем так же, как и в примере 1, с построения диаграммы аналогов ускорения. Диаграмма аналогов ускорений изображается двумя

синусоидами (рис 3.15)., а диаграмма аналогов скоростей изображается двумя косинусоидами, сдвинутыми на величину амплитуд h/φ_u и h/φ_v которые строятся графическим способом.

Масштаб диаграмм по оси ординат $\mu_s = \mu dS/d\varphi = \mu d^2S/d\varphi^2 = 0,0044$ м/мм.

Для фазы приближения φ_v кривая перемещения строится аналогично. Определяем минимальный радиус кулачка r_0 Для этого строим диаграмму перемещения в функции аналога ускорения (рис. 3.14,а) Масштаб по осям координат должен быть одинаков, т. е. $\mu_s = \mu d^2S/d\varphi^2$

Положительное ускорение откладываем в положительную сторону оси аналогов ускорения, а отрицательное — в противоположную. Затем проводим касательную к максимальной отрицательной ветви кривой под углом 45° к оси ординат, которая пересечет ось ординат в точке O' . Центр вращения кулачка выбираем в точке O_1 , расположенной ниже точки O' на расстоянии 10 мм во избежание больших местных напряжений.

Минимальный радиус профиля r_0 пропорционален расстоянию O_1O .

Для построения профиля кулачка в положении начала подъема толкателя из точки O_1 проводим окружность радиуса r_0 и делим ее на части, пропорциональные фазовым углам. Фазовые углы откладываем в направлении, противоположном направлению вращения кулачка. Фазовые углы φ_u и φ_v делим на восемь равных частей. От точек деления на окружности радиуса r_0 вдоль радиальных лучей откладываем соответствующие перемещения S , взятые из диаграммы перемещения, и через полученные точки проводим перпендикуляры к лучам Огибающая всех построенных перпендикуляров и будет профилем кулачка. Профиль кулачка на фазах φ_d и φ_b очерчивается дугами окружностей с центром в точке O_1 . Радиус плоского толкателя

находится из условия $R_t \Rightarrow (dS/d\varphi)_{\max}$ (3.53)

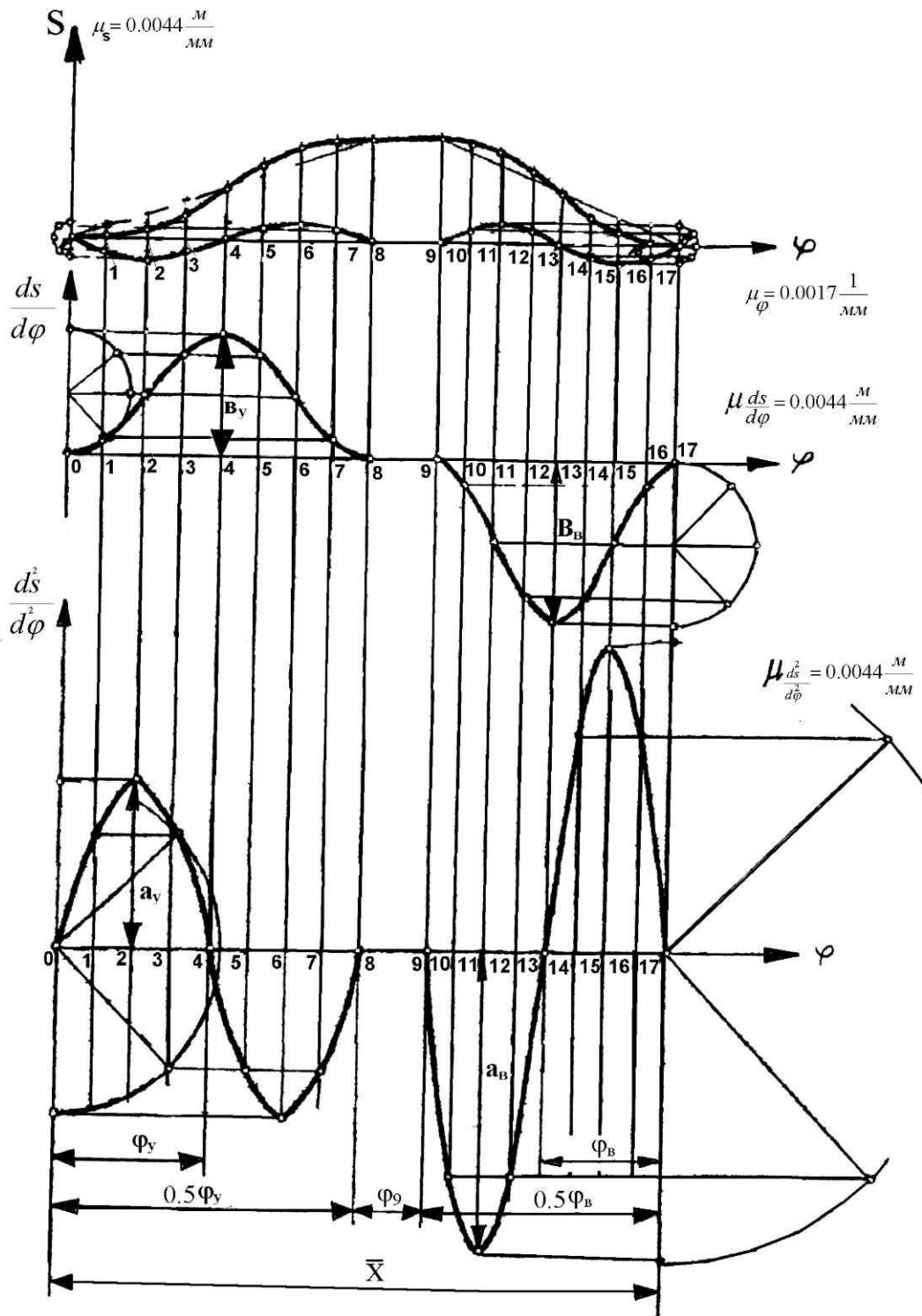


Рис. 3.15 Кинематические диаграммы движения толкателя с ускорением по закону синуса

Определяем углы передачи движения γ и углы давления θ .

Плоскость толкателя образует с направлением движения звена 2 постоянный угол передачи $\gamma = 90^\circ$ (рис 3.14); $\gamma_{\min} = 60^\circ$; $\gamma > \gamma_{\min}$. Так как плоскость башмака

толкателя перпендикулярна оси толкателя, то угол давления остаётся постоянным и равным нулю

$$\theta=0$$

$$\theta_{\text{доп}} = 15 \dots 300 \text{ (}\theta \text{ меньше допускаемого угла давления)}$$

Пример 3. Построение кулачкового механизма с вращающимся роликовым (коромысловым) толкателем.

Задан закон 1 движения ведомого звена по табл. 3 1. Длина коромысла

$l_{OA} = 0,2$ и угол размаха его $\psi = 30^\circ$. Допустимый угол давления $\alpha_{\text{доп}} = 45^\circ$ и $\mu = 0,1$. Остальные данные взяты из примера 1 (рис 16.).

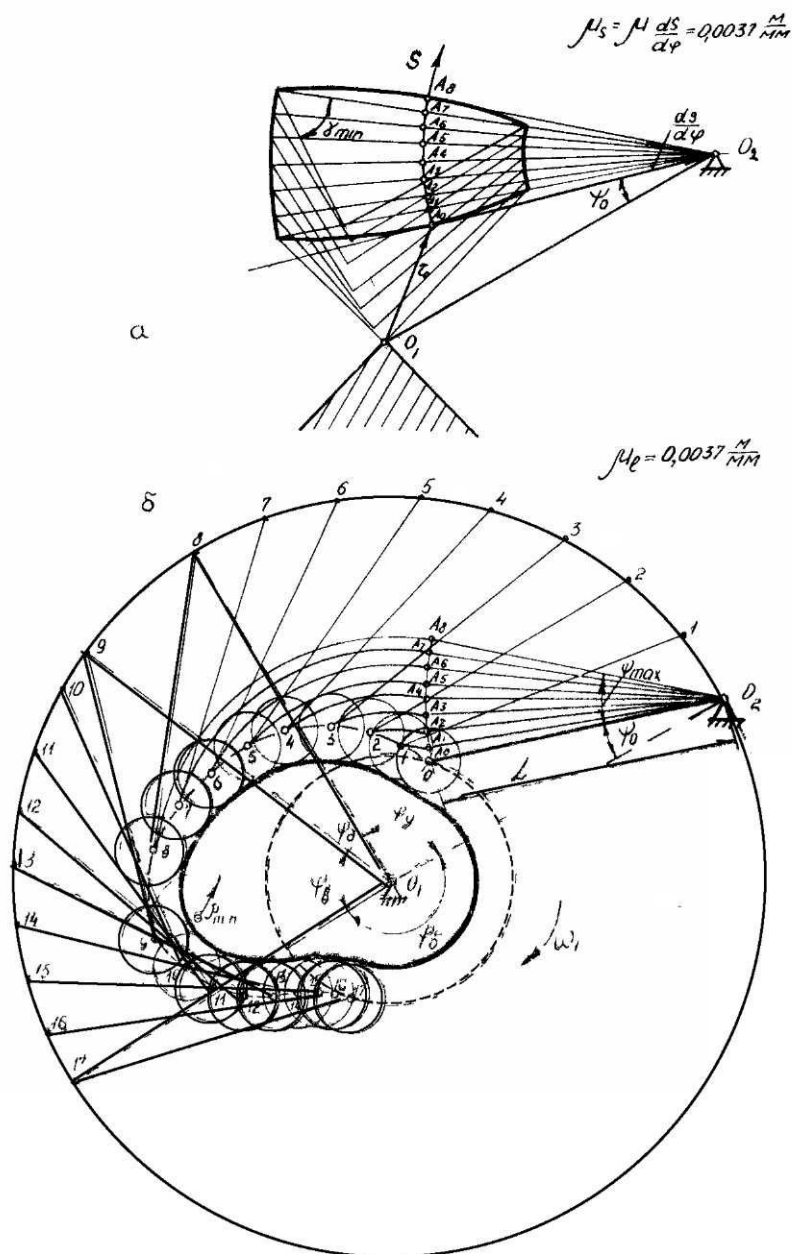


Рис. 3.16 Проектирование кулачкового механизма с коромысловым толкателем: а—диаграмма $S=S(dS/d\varphi)$; б—построение профиля кулачка.

Проектирование начинаем с построения диаграммы аналогов ускорения (рис. 3.17). Примем $a_y = 25 \text{ мм.}$, остальные значения постоянных найдем согласно указанию в примере 1.

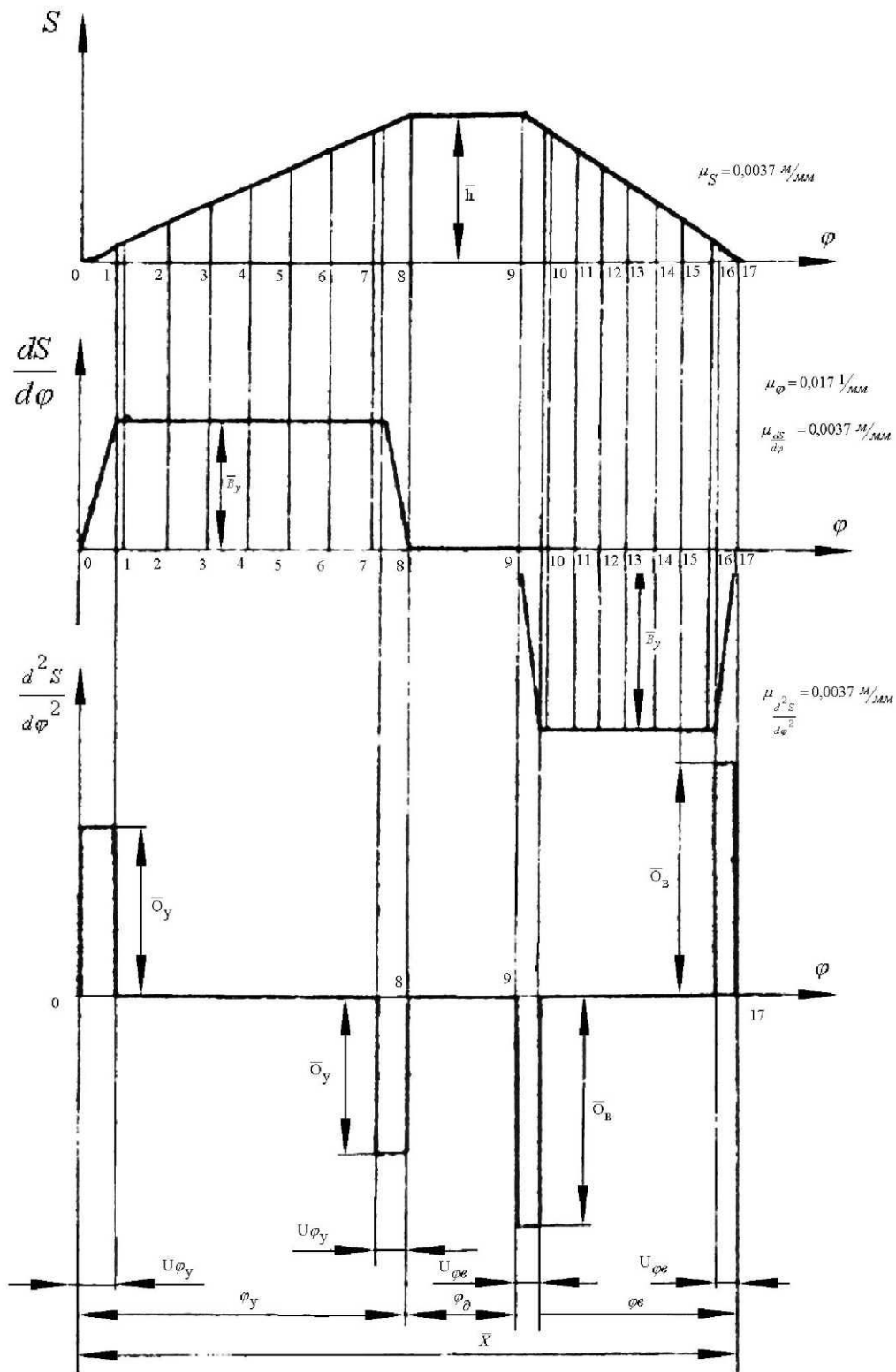


Рис. 3.17 Кинематические диаграммы движения толкателя с комбинированным законом ускорения.

Кулачок и коромысло при удалении вращаются в одном направлении, т. е. по часовой стрелке.

Построение ясно из рис. 3.17.

На первом участке при значении $0 \leq \varphi \leq \varphi_u$ кривая перемещений является параболой. На участке II при значении $\varphi_u \leq \varphi \leq \varphi_u (1-u)$ график перемещения представляет собой прямую линию. На участке III при значении $\varphi_u (1-u) \leq \varphi \leq \varphi_u$ получается парабола. При $\varphi = \varphi_u$ ордината равна $h = \psi l / O_2A$ и в данной точке ординаты находится вершина параболы III участка. Параболы на I и III участках строим, используя графические методы. На фазе приближения кривая перемещений строится аналогично.

После построения диаграмм переходим к определению минимального радиуса профиля кулачка. Для этого при помощи диаграмм $S=S(\varphi)$ проводим разметку положений центра ролика на его траектории — дуге окружности радиуса O_2A , описанной из произвольно выбранного центра O_2 вращения коромысла. Отрезки по оси абсцисс на диаграмме $S=S(\varphi)$, пропорциональные углам φ_u и φ_v , делим на восемь равных частей и находим соответствующие им ординаты. Найденные ординаты откладываем от нулевого положения коромысла O_2A_2 , взятого произвольно, в результате чего определяем положения центра A ролика на его траектории, соответствующие заданным углам поворота кулачка. Центр вращения O_2 коромысла и размеченные положения центра ролика A_1, A_2 и т. д. на его траектории соединяем радиальными прямыми.

На лучах O_2A_0, O_2A_1, O_2A_2 и т. д. от точек дуги A_0, A_1, A_2 откладывают соответствующие аналоги скоростей, взятые с диаграммы аналогов скоростей. Аналоги скоростей поворачиваем в сторону вращения кулачка до совпадения со своими лучами. Через концы отрезков аналогов скоростей проводим прямые под углом $\gamma_{\min} = 90^\circ - \alpha_{\text{доп}} = 45^\circ$ к направлению радиуса O_2A и этим самым определяется область, где возможно поместить ось кулачка (на рис.3.16,а заштрихованная часть). Минимальный радиус кулачка $r_0 = O_1A_0 \mu_s$. Выбранное положение центра O_1 вращения кулачка определяет также расстояние $l_{O_1O_2}$ между осями O_1 и O_2 кулачка и коромысла.

По найденным $r_0, l_{O_1O_2}$ и заданной диаграмме перемещения в положении начала подъема толкателя строим профиль кулачка, используя для этой цели метод обращения движения. Проводим из произвольно выбранной точки O_1

окружность радиусом O_1O_2 , делим ее на части, пропорциональные углам φ_u , φ_d , φ_v , и φ_b , и откладываем их в направлении, противоположном вращению кулачка. Каждую из дуг, стягивающую углы φ_u , φ_v , делим на n (восемь) равных частей. Далее из точек деления 1, 2, 3 и т. д. окружности радиуса O_1O_2 радиусом O_2A проводим дуги окружности и находим точки их пересечения соответственно с дугами радиусов O_1A_1 , O_1A_2 , O_1A_3 и т. д., описанными из центра O_1 вращения кулачка. Полученные точки пересечения являются точками теоретического профиля, изображенного на рис. 3.16 пунктирной кривой. Для углов φ_d и φ_b , поворота кулачка теоретический профиль очерчен дугами окружностей с центром в точке O_1 .

Радиус ролика определяется, как в примере 1. Для построения конструктивного профиля из произвольных точек теоретического профиля описывают окружности радиусом ролика и строят их огибающую, в результате чего получают рабочий профиль кулачка.

Контрольные вопросы.

1. Что называют кулачковыми механизмами?
2. В чём заключается метод графического интегрирования?
3. Перечислите типы кулачковых механизмов.
4. Перечислите фазовые углы.
5. Что называют углом передачи движения?

РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ ЗАДАЧА 4

СИНТЕЗ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель:

Произвести подбор чисел зубьев планетарной передачи по данным передаточным отношениям.

Построить план скоростей и картину угловых скоростей редуктора.

Произвести геометрический расчет зубчатой пары простой передачи по заданному межцентровому расстоянию и модулю с использованием таблиц [1]. Коэффициенты смещения выбираются с помощью блокирующих контуров [2] или по заданиям условиям.

Вычертить картину зацепления с выделением рабочих участков линии зацепления и профилей зубьев. Построить график удельных скольжений.

На чертеже поместить таблицу с основными параметрами зацепления в соответствии с ГОСТ 2.403—75 и ГОСТ 2.405—75.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.

4.1.1 ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.

Зубчатая передача устанавливается между двигателем и рабочей машиной и служит для уменьшения (а иногда для увеличения) угловой скорости и увеличения момента. Дело в том, что при той же мощности двигатель имеет тем меньший вес, чем больше скорость вращения его вала. В то же время скорость вращения вала рабочей машины определяется технологическим процессом. Так, для станков — это скорость, обеспечивающая экономическую стойкость инструмента, а для самолета — скорость вращения винта, работающего с наибольшим КПД. Например, вал турбовинтового двигателя вращается со скоростью 10 000 об/мин, а винт — со скоростью 1000 об/мин. Тогда передаточное отношение редуктора равно десяти.

Если принять для зубчатой пары $Z_{1\min} = 20 \dots 25$ и $Z_{2\max} = 125 \dots 150$, то для машинного привода наибольшее передаточное отношение пары

$$U_{12\max} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_{2\max}}{z_{1\min}} = \pm \frac{125 \dots 150}{20 \dots 25} = \pm 6$$

Знак “плюс” относится к внутреннему зацеплению, а “минус” — к внешнему.

4.1.2 ПЛАНЕТАРНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ .

Планетарной зубчатой передачей называют механизм для передачи и преобразования вращательного движения, содержащий зубчатые колеса с перемещающейся осью вращения хотя бы одного из них (рис.4.1). Передача состоит из центрального колеса, a с наружными зубьями, центрального колеса b с внутренними зубьями, водила h и сателлитов g . Сателлиты вращаются вокруг своих осей и вместе с осью вокруг центрального колеса, т. е. совершают движение, подобное движению планет. Отсюда название — *планетарные передачи*. При неподвижном колесе b (рис. 4.1, б) движение может передаваться от a к h или от h к a ; при неподвижном водиле h (рис. 4.1, в) - от a к b или от b к a . При всех свободных звеньях одно движение можно раскладывать на два или два соединять в одно, например от b к a и h . от a и h к b и т. п. В этом случае передачу называют *дифференциальной*.



Рис 4.1

Широкие кинематические возможности планетарной передачи являются одним из основных ее достоинств и позволяют использовать передачу как редуктор с постоянным передаточным отношением; как коробку скоростей, передаточное отношение в которой изменяют путем поочередного торможения

различных звеньев; как дифференциальный механизм. Вторым достоинством планетарной передачи является компактность, а также малая масса. Переход от простых передач к планетарным позволяет во многих случаях снизить массу в 2...4 раза и более. Это объясняется следующим: мощность передается по нескольким потокам, число которых равно числу сателлитов. При этом нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается в несколько раз; внутреннее зацепление (g и b) обладает повышенной нагрузочной способностью, так как у него больше приведенный радиус кривизны в зацеплении; планетарный принцип позволяет получать большие передаточные отношения (до тысячи и больше) без применения многоступенчатых передач; малая нагрузка на опоры, так как при симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравновешиваются. Это снижает потери и упрощает конструкцию опор (кроме опор сателлитов).

К недостаткам планетарных передач относятся повышенные требования к точности изготовления и монтажа.

Планетарные передачи широко применяют в транспортном машиностроении, станкостроении, приборостроении и т. д.

Простейшие кинематические схемы планетарных передач показаны на рис. 4.2.

Схема на рис. 4.2, а с центральными колесами z_1 и z_3 , водилом H и сателлитом z_2 является простейшей планетарной передачей с передаточным отношением $i \leq 9$ и с коэффициентом полезного действия $\eta = 0,96...0,98$. Ее особенность, как и большинства других планетарных передач, заключается в применении нескольких сателлитов, расположенных с равными угловыми шагами. При такой кинематической многосателлитной передаче имеется несколько зон зацепления (в зависимости от числа сателлитов) с центральным колесом. Такая многопоточная передача энергии одновременно несколькими зубчатыми парами позволяет уменьшить габариты и массу планетарных передач по сравнению с обычными рядовыми зубчатыми передачами. Обычно

число спутников назначают от 3 до 6. Чтобы спутники были нагружены равномерно, требуется высокая точность изготовления передачи. При высокой точности изготовления и сборки число спутников можно увеличить до 10...12.

Другой особенностью планетарных передач является легкая изменяемость их кинематической схемы. При выключении тормозов T_3 и T_4 (рис. 4.2, а, б) передача имеет дифференциальную схему. При торможении звеньев 3 и 4 получают механизм с одной степенью свободы.

Принимая (рис.4.2, а) неподвижным звеном с z_3 при включенном тормозе T_3 , механизм имеет передаточное отношение

$$u_{1H}^{(3)} = \omega_1 / \omega_H \quad (4.1)$$

При включении тормоза T_H останавливается, водило H и имеют рядовую передачу с передаточным отношением

$$u_{13}^{(H)} = \omega_1 / \omega_3. \quad (4.2)$$

При обозначении передаточных чисел употребляют определенную систему индексов: верхний индекс в скобках соответствует обозначению остановленного (неподвижного) звена, а два нижних индекса соответствуют передаче движения от входного звена к выходному. Обозначение $u_{1H}^{(3)}$ соответствует передаточному отношению планетарной передачи от входного звена 1 к выходному звену H при опорном (неподвижном) звене 3. Обозначение $u_{13}^{(H)}$ соответствует передаточному отношению зубчатой передачи от входного звена 1 к выходному звену 3 при опорном (неподвижном) звене H .

Схема на рис. 4.2, б имеет центральные колеса z_1 и z_4 , блок спутников из колес z_2 и z_3 и водило H . Колесо z_4 имеет внутренние зубья. Минимальные размеры передачи имеет при наибольшей разности в диаметрах колес z_2 и z_3 . Такую схему используют обычно при закреплённом звене 4 (тормоз T_4) для передаточных отношений $u_{1H}^{(4)} \leq 45$. Подобная схема обеспечивает высокие значения КПД в пределах 0,94...0,97. Схемы на рис. 4.2, в, г имеют центральные колеса z_1 и z_4 , блок спутников из колес z_2 и z_3 и водило H . При малой разности в числах зубьев z_2 и z_3 на блоке

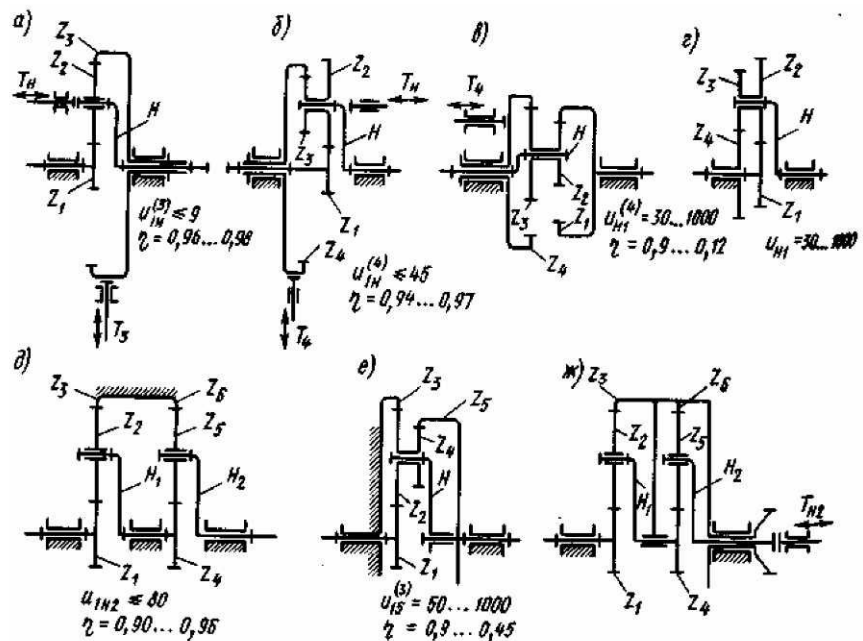


Рис. 4.2

сателлита передача имеет очень большие передаточные отношения $u_{H1}^{(4)}$ в пределах до 1000 и более (известны схемы передач с $u = 10\ 000$). КПД этих передач существенно уменьшается с увеличением передаточного отношения. Например, для схемы по рис. 7.1, в, при $u_{H1}^{(4)} = 30$ $\eta = 0,9$, а при $u_{H1}^{(4)} = 1000$ $\eta = 0,12$. Передачи с двумя внешними зацеплениями по схеме рис. 4.2, г имеют более низкий КПД и применяются сравнительно редко.

Схемы, изображенные на рис. 4.2, д, е, ж, представляют собой соединения более простых схем, рассмотренных выше. Так, в схеме по рис. 4.2, б последовательно соединены две однорядные планетарные передачи, аналогичные схеме по рис. 4.2, а. Передаточное отношение $u_{H2}^{(3,6)}$ такой передачи достаточно большое (до 80) при высоком значении КПД (0,90...0,96).

Схема по рис. 4.2, ж имеет хорошую компоновку и применяется при встраивании передачи в барабаны, колеса.

Схема по рис. 4.2, е, которая является соединением схем рис. 7.1, а, в, обеспечивает большой диапазон передаточных отношений (50...1000) при КПД = 0,90...0,45

Число сателлитов назначают в пределах 3...6. При этом необходимо выполнять условия соседства двух смежных сателлитов по межосевому

расстоянию и условия сборки сателлитов при равных шагах между ними и отсутствии натягов в зацеплении зубьев.

4.1.3 ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ОТНОШЕНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Основной характеристикой планетарной передачи является передаточное отношение u угловых скоростей на входном и выходном валах, которое может быть представлено в виде формул, связывающих его с числами зубьев колес.

При выводе этих формул используют формулу Виллиса, характеризующую передаточное отношение $u_{12}^{(H)}$ планетарной передачи из пары колес z_1 и z_2 при условно остановленном водиле H . Этот прием называют методом обращения движения или методом остановленного водила. Сообщают всем звеньям передачи угловую скорость, равную ω_H , и записывают соотношение

$$u_{12}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = \mp \frac{z_2}{z_1} \quad (4.3)$$

Применение формулы (4.3) полезно рассмотреть на ряде примеров. Для схемы по рис. 4.2, а справедливы следующие соотношения:

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (4.4, \text{ а})$$

$$\frac{\omega_2 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = +\frac{z_3}{z_2} \quad (4.4, \text{ б})$$

$$\omega_3 = 0 \quad (4.4, \text{ в})$$

После преобразований с учётом (4.4, в) получают выражение для передаточного отношения:

$$u_{1H}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \quad (4.5)$$

Для схемы по рис. 4.2, б записывают следующие соотношения :

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (4.6, \text{ а})$$

$$\omega_3 = \omega_2 \quad (4.6, б)$$

$$\frac{\omega_3 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = + \frac{z_4}{z_3} \quad (4.6, в)$$

$$\omega_4 = 0 \quad (4.6, г)$$

После преобразований и подстановок получают выражение для передаточного отношения:

$$u_{IH}^{(4)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}. \quad (4.7)$$

По аналогии можно вывести формулу для передаточного отношения $u_{IH}^{(4)} = \omega_1 / \omega_H$ планетарных передач, изображённых на рис .4 .2, в, г :

$$u_{IH}^{(4)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}. \quad (4.8)$$

Следует обратить внимание, что в этой формуле выходным звеном является, водило Н , а входным - колесо. Если имеет место обратная передача движения , то формула будет иной:

$$u_{IH}^{(4)} = \frac{1}{u_{IH}^{(4)}} = \frac{z_1 z_3}{z_1 z_3 - z_2 z_4}. \quad (4.9)$$

Передача с двумя внутренними зацеплениями является более предпочтительной , так как её передаточное отношение определяется так же , как и для схемы с двумя внешними зацеплениями , но последняя имеет более низкий КПД .

Для схемы по рис .4.2 , д записывают следующие соотношения :

$$\mathbf{u}_{1H1}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_{H1}} = 1 + \frac{z_3}{z_1}; \quad (4.10, \text{а})$$

$$\omega_{H1} = \omega_4; \quad (4.10, \text{б})$$

$$\mathbf{u}_{4H2}^{(6)} = \frac{\omega_4}{\omega_{H2}} = 1 + \frac{z_6}{z_4}; \quad (4.10, \text{в})$$

$$\mathbf{u}_{1H2}^{(3,6)} = \frac{\omega_1}{\omega_{H2}} = \frac{\omega_1}{\omega_{H1}} \frac{\omega_4}{\omega_{H2}} = \mathbf{u}_{1H1}^{(3)} \mathbf{u}_{4H2}^{(6)}; \quad (4.10, \text{г})$$

или

$$\mathbf{u}_{1H2}^{(3,6)} = \frac{\omega_1}{\omega_{H2}} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \left(1 + \frac{z_6}{z_4}\right) \quad (4.11)$$

Для схемы по рис .4.2 , е записывают следующие соотношения :

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} \frac{\omega_{H1}}{\omega_{H2}} = - \frac{z_2}{z_1} \quad (4.12, \text{а})$$

$$\frac{\omega_2 - \omega_{H1}}{\omega_3 - \omega_{H1}} = + \frac{z_3}{z_2} \quad (4.12, \text{б})$$

$$\omega_3 = 0 \quad (4.12, \text{в})$$

$$\omega_4 = \omega_2 \quad (4.12, \text{г})$$

$$\frac{\omega_4 - \omega_{H1}}{\omega_5 - \omega_{H1}} = + \frac{z_5}{z_4} \quad (4.12, \text{д})$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}, \quad (4.12, \text{е}) \quad \text{или} \quad \omega_{1H} = \omega_1 \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right) \quad (4.12, \text{ж})$$

После преобразований получают:

$$\omega_5 = \omega_{1H} \left(1 - \frac{z_3 z_5}{z_2 z_4} \right) = \omega_1 \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right) \left(1 - \frac{z_3 z_5}{z_2 z_4} \right) \quad (4.13)$$

Из формулы (4.13) находят выражение для передаточного определения передаточного отношения u_{15} :

$$u_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{1}{\left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right) \left(1 - \frac{z_3 z_5}{z_2 z_4} \right)} \quad (4.14)$$

Иногда используют связь между передаточными отношениями планетарного $u_{1H}^{(4)}$ и “обращённого” $u_{14}^{(H)}$ механизмов:

$$u_{14}^{(H)} = 1 - u_{1H}^{(4)}, \quad (4.15)$$

где $u_{1H}^{(4)} = \omega_1 / \omega_H$ для планетарной передачи с неподвижным (опорным) колесом 4;

$$u_{1H}^{(4)} = \pm \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = (-1)^b \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}, \quad (4.16)$$

где b – число внешних зацеплений в “обращённой” передаче,

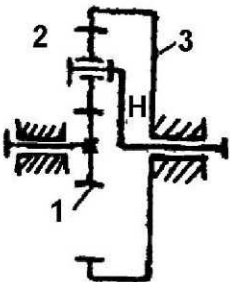
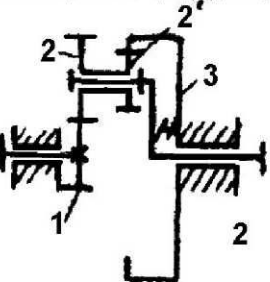
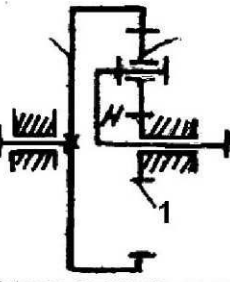
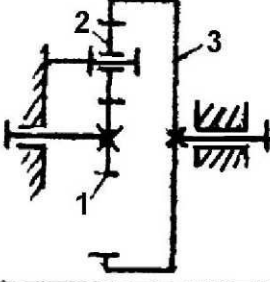
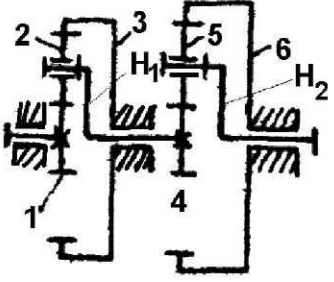
$u_{14}^{(H)} = (\omega_1 - \omega_H) / (\omega_4 - \omega_H)$ для “обращённого” механизма с неподвижным (опорным) водилом H.

Так как $\omega_4 = 0$, то

$$u_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 = -u_{1H}^{(4)} + 1 \quad (4.17)$$

В табл. 4. представлены планетарные редукторы с отрицательным передаточным отношением обращенного механизма ($u^{(H)} < 0$) с одновенцовыми (схема I, III) и двухвенцовыми (схема II) сателлитами. Число потоков мощности равно числу сателлитов α_n (рис. 4.3). Кроме того, используются соосные многопоточные простые передачи с неподвижными осями. Их можно получить из планетарных путем остановки водила и освобождения центрального колеса (схема IV).

Таблица 4.1 Схемы и характеристики соосных передач

Номер схемы	Схема	Рекомендуемые передаточные отношения	КПД
I		$u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$ $3 \leq u_{1H}^{(3)} \leq 9$	$\eta_{1H}^{(3)} = \frac{1 - u_{13}^{(H)}}{1 - u_{13}^{(H)}}$
II		$u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$ $3 \leq u_{1H}^{(3)} \leq 16$	$\eta_{1H}^{(3)} = \frac{1 - u_{13}^{(H)}}{1 - u_{13}^{(H)}}$
III		$u_{3H}^{(1)} = 1 + \frac{z_1}{z_3}$ $1,35 \leq u_{3H}^{(1)} \leq 4,6$	$\eta_{3H}^{(1)} = \frac{\eta_{13}^{(H)}}{1 - u_{13}^{(H)}}$
IV		$u_{13}^{(H)} = \frac{z_3}{z_1}$ $2 \leq u_{13}^{(H)} \leq 8$	$\eta_{13}^{(H)} = \eta_{13}^{(H)}$
V		$u_{16} = u_{1H_1}^{(3)} \cdot u_{4H_2}^{(6)}$ $8 \leq u_{16} \leq 60$	$\eta_{16} = \eta_{1H_1}^{(3)} \cdot \eta_{4H_2}^{(6)}$

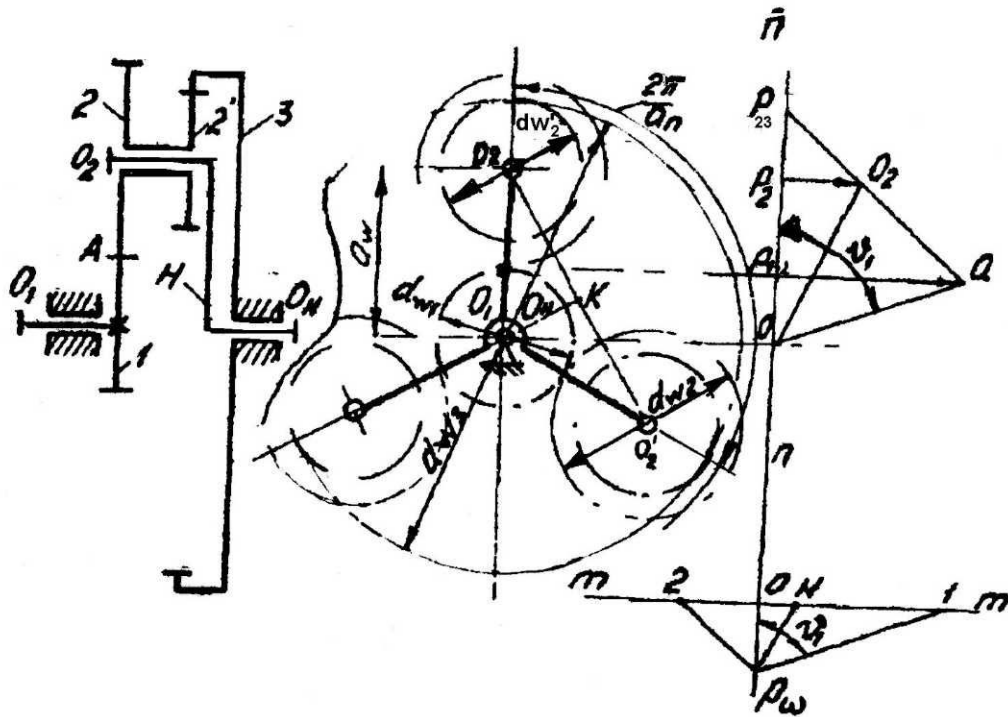


Рис. 4.3. Схема и картина скоростей планетарного редуктора с двухвенцовыми сателлитами.

Для получения больших значений передаточных отношений используются многоступенчатые передачи, являющиеся последовательным соединением передач по схемам I—I (схема V), либо сочетание этих передач с цилиндрическими парами. Общее передаточное отношение определяется как произведение передаточных отношений зубчатых пар на передаточное отношение планетарных ступеней:

$$U_{об} = U_{I прост} \cdot U_{II прост} \dots U_{I пл} \cdot U_{II пл} \quad (4.18)$$

Тихоходная последняя ступень передачи является наиболее нагруженной и от нее зависят вес и габариты всей конструкции. Поэтому последнюю ступень следует выполнять многopotочной за счет применения от 3 до 6 (и более) сателлитов в планетарных передачах и промежуточных колес в простых соосных механизмах. Зубчатые же пары целесообразно использовать как быстроходные ступени, располагая их ближе к валу двигателя.

Расчеты на прочность показывают, что для уменьшения габаритов передаточное отношение на быстроходные ступени $u_б$ следует выбирать побольше, на тихоходные $u_т$ поменьше.

На рис. 4.4 приведена оптимальная с точки зрения снижения веса разбивка общего передаточного отношения u_0 для двухступенчатого редуктора с одновенцовыми сателлитами по схеме V, табл. 4.1, состоящего из двух передач по схеме I, и для двухступенчатого редуктора с двухвенцовыми сателлитами, состоящего из двух передач по схеме II (данные в скобках). Этим графиком можно пользоваться в случае, если одна из ступеней простая.

Передаточные отношения планетарных редукторов, представленных в табл. 4.1 определяются по формуле Виллиса:

$$u_{1H}^{(3)} = 1 - u_{13}^{(H)} \quad (4.19)$$

Для схемы II табл. 4.1

$$u_{1H}^{(3)} = 1 - u_{12}^{(H)} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} < 0 \quad (4.20)$$

Для схемы I и III

$$u_{13}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1} < 0; \quad u_{31}^{(H)} = -\frac{z_1}{z_3} < 0 \quad (4.21)$$

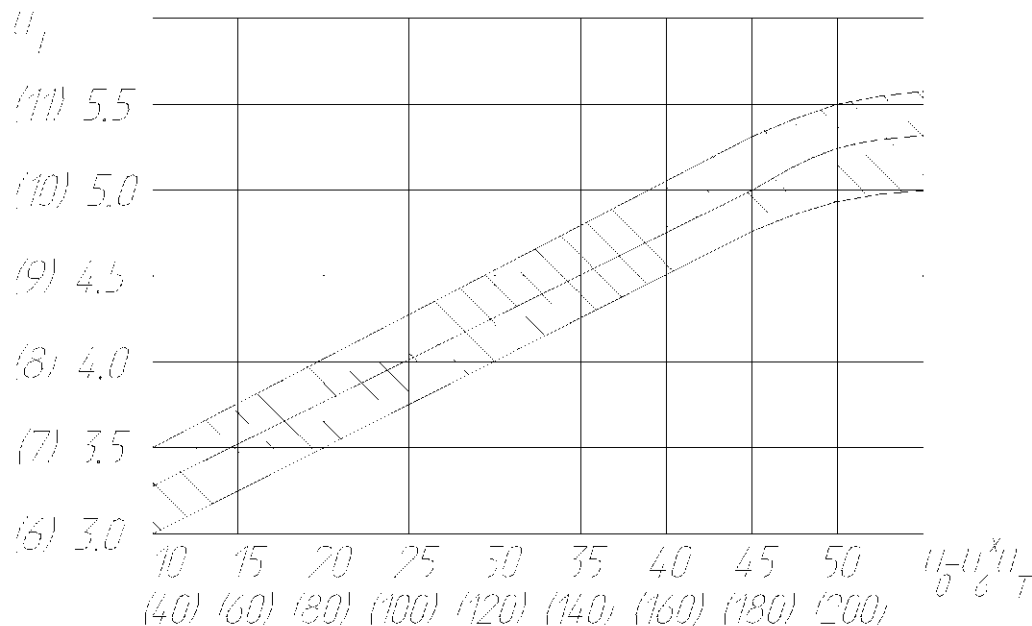


Рис. 4.4. График оптимальной разбивки передаточного отношения

Следовательно, схемы I, II, и III имеют отрицательное передаточное отношение в простой передаче, получаемой из планетарной путем остановки водила (схема IV) и называемой обращенной передачей. Передаточное отношение у передач по этим схемам лишь на единицу больше, чем у обращенных передач, зато КПД достигает 97—99%, что особенно важно при передаче большой мощности.

Именно схемы табл. 4.1 обеспечивают наиболее экономичную работу, что имеет решающее значение для транспортных машин.

4.2. ПРИМЕР РАСЧЁТА .

4.2.1 . СИНТЕЗ ПЕРЕДАЧИ С $u^{(H)} < 0$. И ДВУХВЕНЦОВЫМИ САТЕЛЛИТАМИ (СХЕМА 4 ТАБЛ. 4.1. И РИС. 4.3)

Передаточное отношение редуктора

$$U_{III}^3 = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} \quad (4.22)$$

При синтезе по заданному передаточному отношению необходимо выполнять следующие условия (рис. 4.3):

1. Условие соосности:

$$a_{w12} = a_{w2'3} \text{ или } \frac{m_{12}(z_1 + z_2)}{\cos \alpha_{w12}} = \frac{m_{2'3}(z_3 - z_2)}{\cos \alpha_{w2'3}} \quad (4.23)$$

2. Условие соседства (треугольник $O_1O_2O'_2$, (рис. 4.3)):

$$2a_w \sin \frac{\pi}{\alpha_n} > d_{a2} \quad (4.24)$$

Исходя из выполнения этого условия в табл. 4.2 даны предельные значения передаточных отношений.

Таблица 4.2

Пределные передаточные отношения	Число сателлитов					
	3	4	5	6	7	8
$ u_{12} _{\max}$	5.35	1.90	1.05	0.76	0.60	0.50
$ u_{23} _{\min}$	2.20	2.40	2.70	3.00	3.30	3.60
$u_{1H}^{(3)}_{\max}$	21.00	9.90	7.10	5.90	5.30	4.80

3. Условие сборки:

$$\frac{z_3 z_2 + z_1 z_2'}{z_2 a_n} = c \text{ - целое число.} \quad (4.25)$$

Для упрощения подбора чисел зубьев эти выражения преобразуем. Обозначим через λ и k отношения модулей и чисел зубьев венцов сателлита, представив их в виде отношения простых чисел:

$$\lambda = m_{12}/m_{2'3} = a/b; \quad k = z_2/z_2' = d/l. \quad (4.26)$$

Для стандартных значений модуля величина λ может быть выбрана из ряда табл. 4.3.

Таблица 4.3.

1/2	11/	3/	1	7/	3/	4	17/
9/10	1,0	1	5/	5/	1	7	3/2

Решая совместно уравнения (4.22) и (4.25) с учётом выражения (4.8), получим:

$$z_1 = a_n / u_{1H}^{(3)} c \geq 15 \quad (4.27)$$

Подставляя выражение (4.27) в (4.22), получим

$$z_3 = \frac{u_{1H}^{(3)} - 1}{k} z_1 = \frac{u_{1H}^{(3)} - 1}{k u_{1H}^{(3)}} a_n c \quad (4.28)$$

Подставляя выражения (4.27) и (4.28) в (4.23), полагая $\alpha w_{12} = \alpha w_{23}$ и учитывая равенство (4.26), имеем

$$z_2' = \frac{z_3 - \lambda z_1}{\lambda k + 1} = \frac{u_{1H}^{(3)} - (1 + \lambda k)}{k(1 + \lambda k)} z_1 \quad (4.29)$$

Тогда

$$z_2 = k \cdot z_2' \quad (4.30)$$

Порядок синтеза редуктора по схеме рис.4.1 рассмотрим на примере передачи $u_{1H}^{(3)} = 12$ (если $u_{1H}^{(3)}$ не целое, то его также надо представить в виде отношения целых чисел)

1. Из рис 4.5 и по табл.4.3 примем

$$\lambda = \frac{m_{12}}{m_{23}} = \frac{a}{b} = 0,8 = \frac{4}{5}; \quad k = \frac{z_2}{z_2'} = \frac{d}{l} \geq 2,5 = \frac{5}{2}.$$

2. Из табл. 4.2 для выполнения условия соседства при $u_{1H}^{(3)} = 12$ число сателлитов $a_n = 3$.

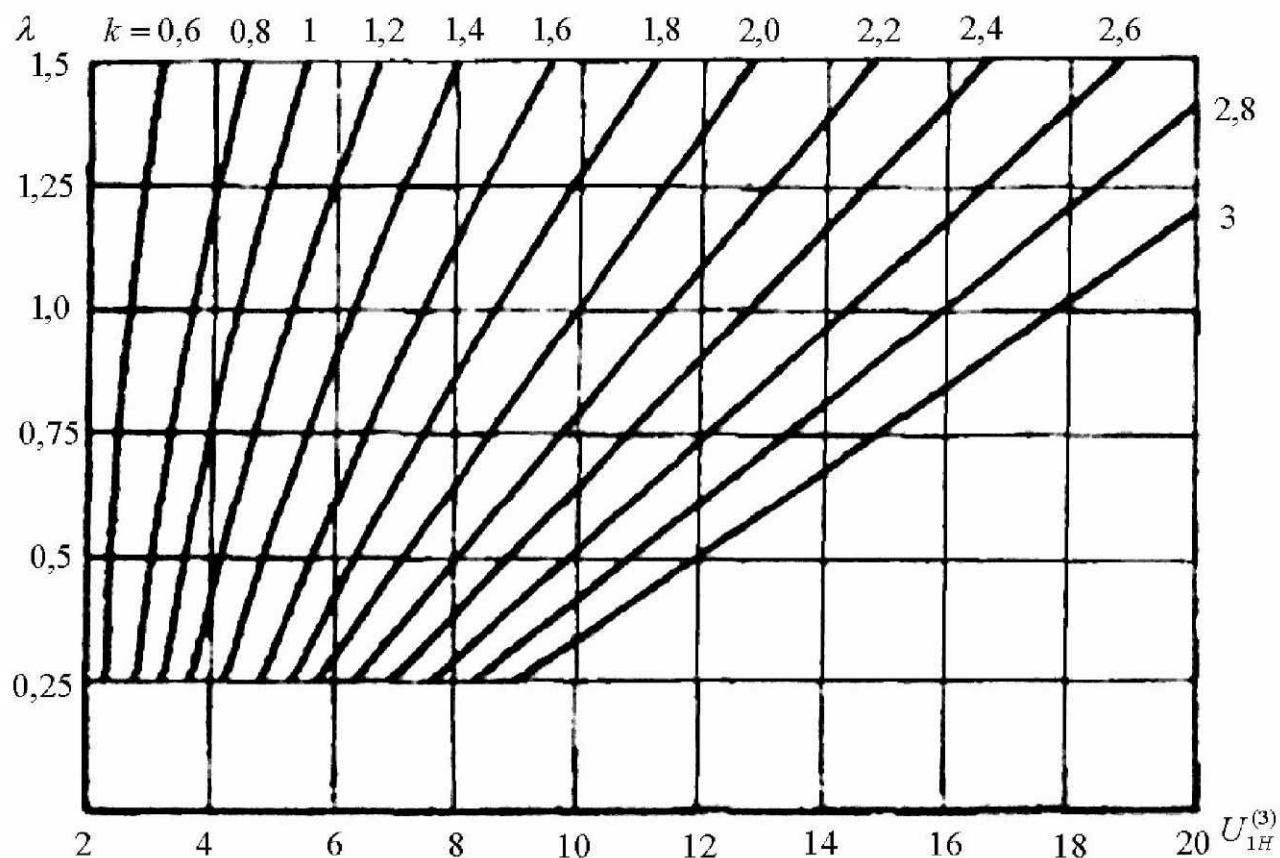


Рис. 4.5. График для определения параметра $k=z_2/z_2'$ в планетарном редукторе с двухвенцовыми сателлитами

По выражению (4.27)

$$z_1 = \frac{a_n}{u_{(1H)}^{(3)}} c = \frac{3}{12} c = \frac{1}{4} c.$$

По уравнению (4.28)

$$z_3 = \frac{u_{1H}^{(3)} - (1 + \lambda k)}{k(1 + \lambda k)} z_1 = \frac{(12 - 1)^2}{5} \frac{1}{4} c = \frac{11}{10} c$$

По выражению (4.30)

$$z_2 = k z_2' = \frac{5}{2} \cdot \frac{3}{10} c = \frac{3}{4} c$$

Так как числа зубьев должны быть целыми, то величина должна быть кратна наибольшему знаменателю в формулах для чисел зубьев, т. е. в нашем случае кратна 20. Можно принять $c = 20; 40; 60; 80; 100$.

Выбираем на основе анализа вариант с $c = 80$. Тогда $z_1 = 20; z_3 = 88; z_2' = 24; z_2 = 60$.

Уменьшение c приводит к необходимости коррекции смещением инструмента, а увеличение ведет к росту чисел зубьев колес, что может привести к росту габаритов.

Если передаточное отношение — число не целое, числа зубьев могут получаться слишком большими. В этом случае приходится делать несколько попыток, меняя значения λ, k , а иногда и $u_{1H}^{(3)}$ (последнее значение в пределах 2—3%, не более). Данные на графике рис.4.5 — рекомендуемые и от них можно отступать, но всегда в сторону увеличения k .

4.2.2 ПОСТРОЕНИЕ КАРТИНЫ ЛИНЕЙНЫХ И УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ

Построение на рис. 4.1 выполнено для редуктора с $u^H < 0$ и двухвенцовым сателлитом. Порядок построения следующий:

1. Строят в масштабе μ_l [м/мм] кинематическую схему механизма, откладывая a_{ω} и диаметры начальных окружностей $d_{\omega 1}, d_{\omega 2}, d_{\omega 2'}, d_{\omega 3}$

2. На вертикаль mn сносят центры вращения колес O_n и полюсы P .

В масштабе μ_v откладывают скорость на начальной окружности колеса 1:

$$V_{p12} = \omega_1 \cdot 0,5d_{w1} = P_{12}a \cdot \mu_v$$

Соединив точки O и a прямой, получим картину линейных скоростей колеса 1.

3. Так как в полюсе P_{23} скорость равна нулю (колесо 3 неподвижно), линия $P_{23}a$ есть картина скоростей сателлита 2.

4. Линия O_2P_2 есть масштабное значение скорости сателлита и водила на оси O_2 , а линия OO_2 есть картина распределения скоростей на водиле H .

5. Из рис. 4.1 из треугольника $OP_{12}a$ тангенс угла

$$\operatorname{tg} \nu_1 = \frac{\overline{P_{12}a}}{OP_{12}} = \frac{\omega_1 0,5d_{w1} \mu_s}{\mu_v 0,5d_{w1}} = \frac{\omega_1 \mu_s}{\mu_v} \quad (4.31)$$

т. е. пропорционален угловой скорости звена.

Тогда, если на вертикали mn отложить полюсное расстояние $h = OP_\omega$ и от точки P_ω провести лучи, параллельные соответствующим лучам картины линейных скоростей, то получим с учетом выражения (4.22), что отрезок Ol на горизонтали mm

$$\overline{Ol} = h \operatorname{tg} \nu_1 = \frac{h \mu_s}{\mu_v} \omega_1 = \frac{\omega_1}{\mu_\omega}$$

Отсюда масштаб угловых скоростей

$$\mu_\omega = \frac{\mu_v}{\mu_s h} \quad (4.32)$$

Следовательно, чтобы определить угловую скорость любого звена надо соответствующий отрезок на картине угловых скоростей умножить на масштаб μ_ω . Так, относительная угловая скорость сателлита относительно водила

$$\omega_2^{(II)} = \omega_2 - \omega_H = \overline{2H} \mu_\omega$$

Передаточное отношение редуктора

$$u_{1H}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{\overline{Ol}}{\overline{OH}}$$

4.2.3 РАСЧЕТ И ВЫЧЕРЧИВАНИЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Исходные данные при расчете: модуль m , межосевое расстояние a_m , числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 , параметры исходного контура α , h_a^* , c^* .

Если шестерня имеет число зубьев меньше 17, то чтобы не было подреза, должно выполняться условие

$$X_1 \geq X_{1\min} - 17 - Z / 17$$

Пример геометрического расчета внешнего зацепления.

Исходные данные: $z_1=11$; $z_2=30$; $\alpha=20^\circ$; $h_a^*=1$; $c^*=0,25$; $m=10$; $a_w=215,01$ мм.

Порядок расчёта (табл. 4.5):

1. Угол зацепления

$$\cos \alpha_w = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2a_w} = \frac{10(11 + 30)0,93969}{2 \cdot 215,01} = 0,89594.$$

По таблицам [1] $\alpha_w=26,07^\circ$; $\text{inv } \alpha_w=0,03552$.

2. Коэффициенты смещения исходного контура

$$\begin{aligned} x_y = x_1 + x_2 &= \frac{(z_1 + z_2)(\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha)}{2 \text{tg } \alpha} = \\ &= \frac{(11 + 30)(0,03552 - 0,01490)}{2 \cdot 0,36397} = 1,16. \end{aligned}$$

Произведем разбивку. Наименьший коэффициент смещения для шестерни

$$x_{1\min} = \frac{17 - z_1}{17} = \frac{17 - 11}{17} = \pm 0,35.$$

Следовательно, $x_1 \Rightarrow 0,35$.

Выберем $x_1=0,66$; $x_2=x_y - x_1=1,16 - 0,66=0,5$.

3. Делительные диаметры

$$d_1 = mz_1 = 10 \cdot 11 = 110 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_2 = 10 \cdot 30 = 300 \text{ мм}$$

4. Основные диаметры

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 110 \cdot 0,93969 = 103,37 \text{ мм}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 300 \cdot 0,93969 = 281,91 \text{ мм}$$

5. Шаг делительный

$$P = \pi m = 3,1416 \cdot 10 = 31,416 \text{ мм}$$

6. Диаметры начальных окружностей

$$d_{w1} = \frac{d_{b1}}{\cos \alpha_w} = \frac{103,37}{0,89594} = 115,36 \text{ мм}$$

$$d_{w2} = \frac{d_{b2}}{\cos \alpha_w} = \frac{281,91}{0,89594} = 314,66 \text{ мм}$$

7. Диаметры впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*)m + 2x_1m = 110 - 2(1 + 0,25)10 + 2 \cdot 0,66 \cdot 10 = 98,20 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^*)m + 2x_2m = 300 - 2(1 + 0,25)10 + 2 \cdot 0,50 \cdot 10 = 285,04 \text{ мм}$$

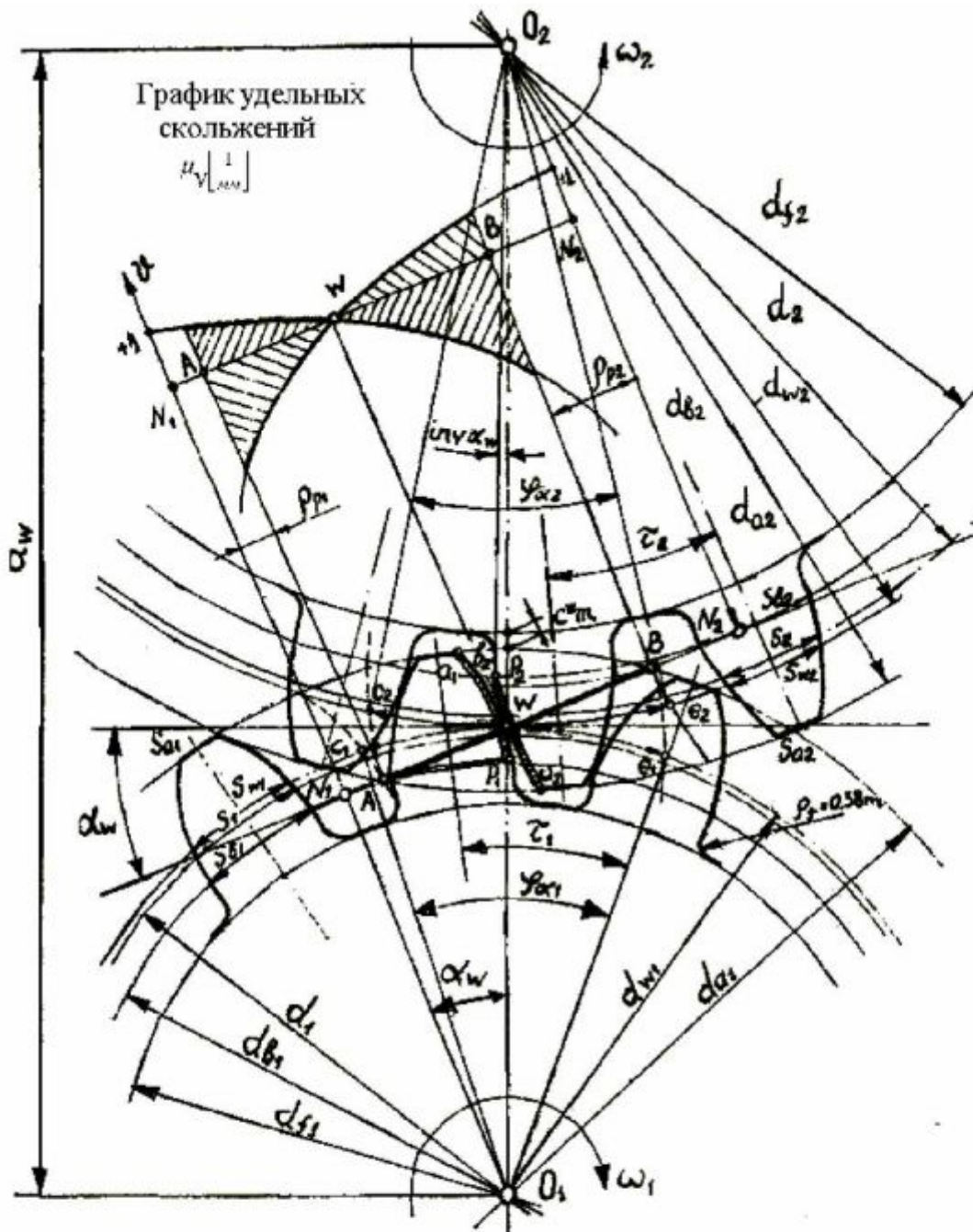


Рис. 4.6. Геометрические элементы зубчатого колеса внешнего зацепления

8. Диаметры вершин

$$d_{a2} = 2a_w - d_{f2} - 2c^*m = 2 \cdot 215,01 - 285,04 - 2 \cdot 0,25 \cdot 10 = 140,0 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = 2a_w - d_{f1} - 2c^*m = 2 \cdot 215,01 - 98,20 - 2 \cdot 0,25 \cdot 10 = 326,82 \text{ мм}$$

9. Делительная толщина зубьев

$$s_1 = 0,5p + 2x_1mtg\alpha = 0,5 \cdot 31,416 + 2 \cdot 0,66 \cdot 10 \cdot 0,36397 = 20,512 \text{ мм}$$

$$s_2 = 0,5p + 2x_2mtg\alpha = 0,5 \cdot 31,416 + 2 \cdot 0,66 \cdot 10 \cdot 0,36397 = 20,512 \text{ мм}$$

10. Основная толщина зубьев

$$s_{b1} = d_{b1} \left(\frac{s_1}{d_1} + \text{inv}\alpha \right) = 103,37 \left(\frac{20,512}{110} + 0,01490 \right) = 20,815 \text{ мм}$$

$$s_{b2} = d_{b2} \left(\frac{s_2}{d_2} + \text{inv}\alpha \right) = 281,91 \left(\frac{19,355}{110} + 0,01490 \right) = 22,389 \text{ мм}$$

11. Толщина зубьев по окружности вершин

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \frac{103,37}{140} = 0,73833; \alpha_{a1} = 42,41^\circ; \text{inv}\alpha_{a1} = 0,17325;$$

$$\cos \alpha_{a2} = \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \frac{281,91}{326,82} = 0,86258; \alpha_{a2} = 30,39^\circ; \text{inv}\alpha_{a2} = 0,05606;$$

$$s_{a1} = d_{a1} \left(\frac{s_1}{d_1} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{a1} \right) = 140,0 \left(\frac{20,512}{110} + 0,01490 - 0,17325 \right) = 3,92 \text{ мм} \approx 0,4 \text{ м};$$

$$s_{a2} = d_{a2} \left(\frac{s_2}{d_2} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{a2} \right) = 326,82 \left(\frac{19,355}{300} + 0,01490 - 0,05606 \right) = 7,63 \text{ мм} > 0,4 \text{ м};$$

Остальные расчёты производятся по формулам (12)...(17), табл. 4.5.

12. Размер по общей нормали

$$z_{n1} = \frac{z_1}{9} + 0,5 = \frac{11}{9} + 0,5 = 1,72; \text{ принимаем } z_{n1} = 2;$$

$$W_1 = (z_1 - 1)P_b + s_{b1} = (2 - 1)29,521 + 20,815 = 50,34 \text{ мм}$$

$$z_{n2} = \frac{z_2}{9} + 0,5 = \frac{30}{9} + 0,5 = 3,83 \text{ принимаем } z_{n2} = 4;$$

$$W_2 = (z_2 - 1)P_b + s_{b2} = (4 - 1)29,521 + 22,389 = 110,95 \text{ мм}$$

Подсчитав все размеры по формулам, приступают к вычерчиванию зацепления (рис. 4.6). Масштаб построения выбирают таким, чтобы высота зуба была не менее 40—50 мм.

Прежде всего, наносят в масштабе межосевое расстояние и все окружности. Точка касания начальных окружностей есть полюс зацепления W . Общая касательная к основным окружностям, проходящая через полюс, есть линия зацепления.

Профиль зуба можно построить как развертку основной окружности, либо по точкам, используя рассчитанные толщины зубьев s_a , s_b и s . Дополнительно следует определить толщину зуба по начальной окружности по формуле

$$s_w = d_w \left(\frac{s}{d} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_w \right) \quad (4.33)$$

Отложив от полюса в масштабе толщину s_w и разделив ее пополам, проводят ось симметрии зуба. От этой оси на соответствующих окружностях откладывают толщину, и полученные точки соединяют с помощью лекала. Это и будет эвольвентный профиль зуба.

Если $d_f < d_b$, то зуб на этом участке строят по радиальной прямой. Сопряжение профиля зуба с окружностью впадин выполняют радиусом

$\rho_f = 0,38 m$. Отложив по делительной окружности шаг, с помощью шаблона строят 2—3 зуба. Активный участок линии зацепления AB определится пересечением линии зацепления с окружностями вершин шестерни 7 и колеса 2.

При указанном на рис. 4.6 направлении вращения шестерни контакт начнется в точке A зацеплением точки p_1 на ножке шестерни и точки a_2 на головке колеса. Закончится зацепление в точке B контактом точек a_1 и p_2 (точка p_2 получается засечкой на ножке зуба колеса радиусом O_2B). Дуги эвольвент a_1p_1 и a_2p_2 есть активные участки профилей зубьев.

Согласно ГОСТ 2.403—75* в правом верхнем углу листа 3

(чертеж зацепления) должна располагаться таблица с основными параметрами зацепления (рис. 4.7). На чертеже зацепления надо на размерных линиях наряду с буквами дать численные значения с точностью в пять значащих цифр. Например, $\varnothing 103,37 (d_{b1})$, $\varnothing 140,00 (d_{a1})$.

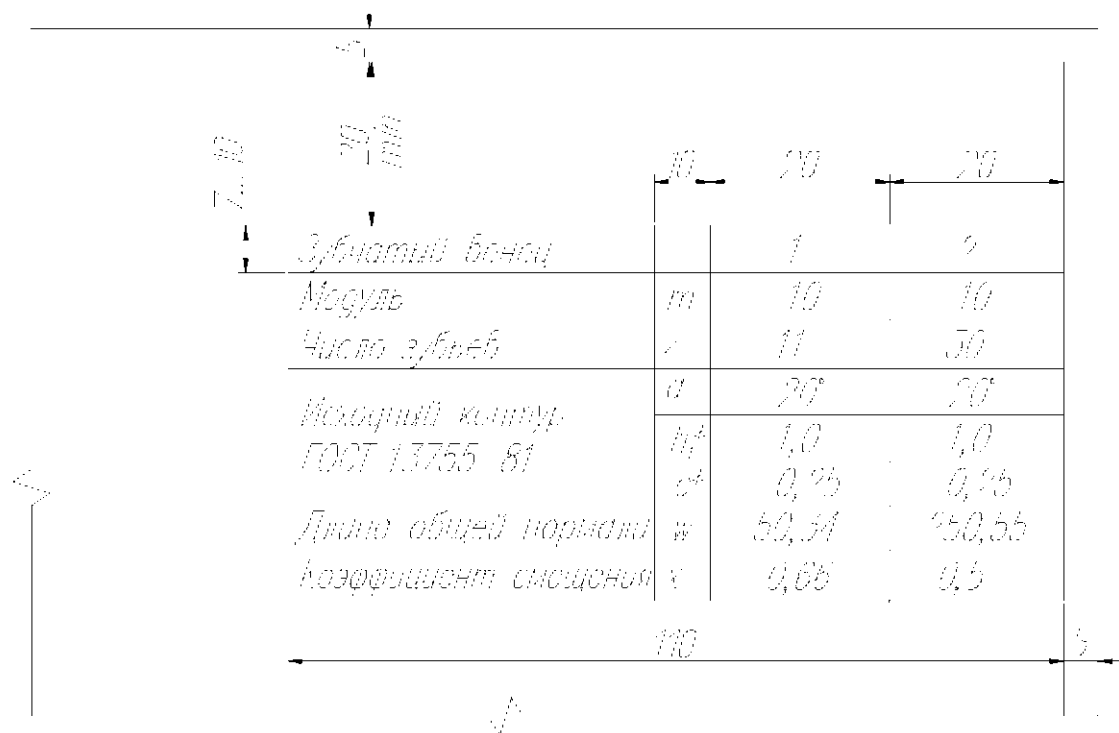


Рис. 4.7. Таблица основных параметров зацепления.

Таблица подбора чисел зубьев колес планетарной передачи с одновенцовым сателлитом (схема 1, табл. 4.1)

$u_{III}^{(3)}$	z_1	z_2	a_n	$u_{III}^{(3)}$	z_1	z_2	a_n	$u_{III}^{(3)}$	z_1	z_2	a_n
3,00	40	80	4	3,80	30	84	3	5,70	20	94	3
3,15	54	116	5	3,83	47	132	4	5,73	22	104	4
3,26	43	97	5	3,87	31	89	5	5,86	21	102	3
3,27	33	75	3	3,90	41	119	4	6,00	18	90	3
3,36	49	111	5	4,00	21	63	3	6,15	20	103	3
3,40	30	72	3	4,17	24	76	5	6,21	28	146	3
3,50	32	80	4	4,20	20	64	3	6,30	20	106	3
3,51	37	93	5	4,22	37	119	4	6,40	15	81	3
3,57	47	121	4	4,37	24	81	3	6,50	18	99	3
3,62	24	63	3	4,41	29	99	4	6,60	20	112	3
3,62	32	84	4	4,50	20	70	3	6,78	23	133	3
3,64	28	74	6	4,67	18	66	3	6,90	20	118	3
3,64	45	119	4	4,80	20	76	3	7,15	26	160	3
3,65	26	69	5	4,80	35	133	3	7,36	22	140	3
3,66	32	85	3	4,91	22	86	3	7,58	19	125	3
3,68	37	99	4	5,00	18	72	3	7,76	17	115	3
3,69	39	105	4	5,09	22	90	4	7,91	22	152	3
3,70	27	73	5	5,18	22	92	3	8,10	20	142	3
3,72	25	68	3	5,31	26	112	3	8,25	20	145	3
3,72	43	117	4	5,40	20	88	3	8,53	19	143	3
3,74	47	129	5	5,56	18	82	4	8,82	17	133	3
3,76	33	91	4	5,59	29	133	3	9,16	19	155	3

Таблица подбора чисел зубьев колес планетарной передачи с двухвенцовым сателлитом (схема II, табл. 4.) при $\lambda=1$, $a_n=3$

$u_{1H}^{(3)}$	z_1	z_2	Z_2'	Z_3	k	$u_{1H}^{(3)}$	z_1	z_2	Z_2'	Z_3	k
5,00	18	24	21	63	1,14	8,25	32	56	28	116	2,00
5,20	30	42	36	108	1,16	8,40	30	54	27	111	2,00
5,50	24	36	30	90	1,20	8,50	24	44	22	90	2,00
5,80	75	49	35	180	2,20	8,50	24	60	42	126	1,42
6,00	18	30	24	72	1,25	8,50	30	72	48	150	1,50
6,25	24	36	24	84	1,50	8,80	15	39	27	81	1,44
6,40	60	68	34	162	2,00	9,00	18	48	33	99	1,45
6,40	15	27	21	63	1,28	9,20	30	62	31	123	2,00
6,50	30	48	32	НО	1,50	9,30	20	42	21	83	2,00
6,70	60	74	37	171	2,00	9,50	24	52	26	102	2,00
6,80	60	76	38	174	2,00	9,60	20	44	22	86	2,00
7,00	36	72	54	162	1,33	9,80	30	68	34	132	2,00
7,00	30	54	36	120	1,80	10,00	18	54	36	108	1,50
7,20	35	70	50	155	1,40	10,20	20	48	24	92	2,00
7,30	60	86	43	189	2,00	10,50	24	60	30	14	2,00
7,50	18	36	24	78	1,50	11,00	24	64	32	120	2,00
7,60	15	33	24	72	1,37	11,50	24	68	34	126	2,00
7,65	40	62	31	133	2,00	12,00	16	48	24	88	2,00
7,80	30	48	24	102	2,00	13,00	18	60	30	108	2,00
8,00	15	30	18	63	1,67	14,00	18	52	20	90	2,60
8,00	18	42	30	90	1,40	15,00	24	66	22	112	3,00
8,20	30	52	26	108	2,00	16,00	24	72	24	120	3,00

Таблица рекомендуемых значений x_1 и x_2 по контакту (К), излому (И) и заеданию (З)

z_2	z_1										Усло вия
	15		18		22		28		34		
	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	
22	0,38	0,75	0,60	0,64	0,68	0,68	—	—	—	—	к
	0,73	0,32	0,81	0,38	0,95	0,39	—	—	—	—	и
	0,53	0,54	0,60	0,63	0,67	0,67	—	—	—	—	з
28	0,26	1,04	0,40	1,02	0,59	0,94	0,86	0,86	—	—	к
	0,79	0,35	0,89	0,38	1,04	0,40	1,26	0,46	—	—	и
	0,60	0,63	0,63	0,72	0,71	0,81	0,85	0,85	—	—	з
34	0,13	1,42	0,30	1,30	0,48	1,20	0,80	1,08	1,01	1,01	к
	0,83	0,34	0,93	0,37	1,08	0,38	1,30	0,36	1,38	0,34	и
	0,63	0,72	0,67	0,82	0,82	0,74	0,90	0,86	1,00	1,00	з
42	0,20	1,53	0,29	1,48	0,40	1,48	0,72	2,33	0,90	1,30	к
	0,92	0,32	1,02	0,36	1,18	0,38	1,24	0,31	1,31	0,27	и
	0,68	0,88	0,68	0,94	0,76	1,03	0,88	1,12	1,00	1,16	з
50	0,25	1,65	0,32	1,63	0,43	1,00	0,64	1,60	0,80	1,58	к
	0,97	0,3t	1,05	0,36	1,22	0,42	1,22	0,25	1,25	0,20	и
	0,66	1,02	0,70	1,11	0,76	1,17	0,91	1,26	1,00	1,31	з
65	0,26	1,87	0,41	1,89	0,53	1,80	0,70	1,84	0,83	1,70	к

	0,80	0,04	1,10	0,40	1,17	0,36	1,19	0,20	1,23	0,15	и
	0,67	1,22	0,71	1,35	0,76	1,44	0,88	0,56	0,99	1,55	з
80	0,30	2,14	0,48	2,08	0,61	1,99	0,75	2,04	0,89	1,97	к
	0,73	0,15	1,14	0,40	1,15	0,26	1,16	0,12	1,19	0,07	и
	0,67	1,36	0,71	1,61	0,76	1,73	0,87	1,85	0,98	1,81	з
100	0,36	2,32	0,52	2,31	0,65	2,19	0,80	2,26	0,94	2,22	к
и бо- лее	0,71	0,22	1,00	0,28	1,12	0,22	1,14	0,08	1,15	0,01	и
	0,66	1,70	0,71	1,90	0,76	1,98	0,86	2,12	0,97	2,15	з

Таблица значений эвольвентной функции $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$

Градусы	Порядок	0'	10'	20'	30'	40'	50'
15	0,00	61488	63611	65773	67985	70248	72561
16	0,0	07493	07735	07982	08234	08492	08766
17	0,0	09025	09299	09580	09866	10158	10456
18	0,0	10760	11071	11387	11709	12038	12373
19	0,0	12715	13063	13418	13780	14148	14523
20	0,0	14904	15293	15689	16092	16505	16920
21	0,0	17345	17777	18217	18665	19120	19583
22	0,0	20054	20533	21019	21514	22018	22529
23	0,0	23044	23577	24114	24660	25214	25775
24	0,0	26350	26931	17521	28121	28729	29348
25	0,0	29975	30613	31260	31917	32583	33260
26	0,0	33947	34644	35352	36069	36798	37537
27	0,0	38287	39047	39800	40602	41395	42201
28	0,0	43107	43845	44685	45537	46400	27270
29	0,0	48164	49064	48876	50901	51838	52788
30	0,0	53751	54728	55717	56720	57736	58765
31	0,0	58809	60856	61937	63022	64122	65236
32	0,0	66364	67507	68665	69838	71026	72230
33	0,0	73449	74684	75934	77200	78483	79981
34	0,0	81097	82428	83777	85142	86525	87925
35	0,0	89342	90777	92230	93701	95190	96698
36	0,	09822	09977	10133	10292	10452	10614
37	0,	10778	10944	11113	11283	11455	11630
38	0,	11806	11985	12165	12348	12534	12721
39	0,	12911	13102	13297	13493	13692	13893
40	0,	14095	14303	14511	14722	14936	15152
41	0,	15370	15591	15815	16041	16270	16502

Контрольные вопросы:

1. Что называют планетарной передачей?
2. Недостатки планетарных передач.
3. Поясните формулу Виллиса.
4. Порядок выполнения работы.
5. Что называют дифференциальной планетарной передачей?

Библиографический список

1. Фролов К. В. Теория механизмов и машин. – М., 2001.
2. Попов С. А., Тимофеев Г. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – М., 1999.
3. Коренько А. С. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – Киев, 1970.
4. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин.– М., 1975.