

**Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»**

Теория механизмов и машин:

методические указания и контрольные задания для студентов специальности
50 01 01 «Технология пряжи, тканей, трикотажа и нетканых материалов» заоч-
ной формы обучения

**Витебск,
2006**

УДК 021.01.001.2

Теория механизмов и машин: методические указания и контрольные задания для студентов специальности 50 01 01 «Технология пряжи, тканей, трикотажа и нетканых материалов» заочной формы обучения.

Витебск: Министерство образования Республики Беларусь, УО "ВГТУ", 2006.

Составитель: доцент В.Г.Буткевич

В методических указаниях даны задания на задачи контрольной работы, приведены примеры выполнения вариантов задач, представлены задания на курсовой проект и пример его выполнения.

Одобрено кафедрой теоретической механики и теории механизмов и машин УО «ВГТУ» «22» ноября 2006 г., протокол № 4

Рецензент: профессор, д.т.н. А.Г. Коган

Редактор: доцент, к.т.н. Т.П. Иванова

Рекомендовано к опубликованию редакционно-издательским советом УО "ВГТУ".

«__» _____ 2006г., протокол №

Ответственный за выпуск: И.Л. Кудина.

Подписано к печати _____ Формат _____ Уч.- изд. лист. _____

Печать ризографическая. Тираж _____ экз. Заказ _____ Цена _____.

Отпечатано на ризографе учреждения образования "Витебский государственный технологический университет". Лицензия 02330/0133005 от 1.04.2004г. 210035, г. Витебск, Московский проспект, 72

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ.....	4
1 КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ	5
1.1 Структурный анализ плоских механизмов	5
1.2 Кинематический анализ механизмов	8
1.3 Динамический анализ механизмов.....	14
2 ОБРАЗЕЦ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТА СТРУКТУРНОГО, КИНЕМАТИЧЕСКОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА МЕХАНИЗМА ...	19
3 КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА ДЛЯ СТУДЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКИХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ.....	32
3.1 Структурный и кинематический анализ и синтез механизмов.....	32
3.2 Контрольная работа для студентов технологических специальностей.....	47
4 ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЕ ЗАДАЧИ	66
5 КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ.....	84
5.1 Цели курсового проектирования	84
5.2 Объём и содержание курсового проекта.....	84
5.3 Оформление чертежей	84
5.4 Оформление расчётно-пояснительной записки.....	85
6 СОДЕРЖАНИЕ ПРОЕКТА	85
6.1 Кинематический анализ механизма	85
6.2 Силовой анализ механизма.....	86
6.3 Синтез и анализ кулачкового механизма.....	86
6.4 Синтез и анализ зубчатого механизма	86
7 ПОЯСНЕНИЯ И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ПРОЕКТА.....	87
7.1 Кинематический анализ механизма	87
7.2 Силовой анализ механизма.....	93
8 Синтез и анализ кулачкового механизма.....	97
9 СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТАБЛИЦЫ	108
10 ПРИЛОЖЕНИЯ.....	114
10.1 Задания по тематике общего машиностроения.....	115
Список контрольных вопросов.....	124
ЛИТЕРАТУРА.....	128

ВВЕДЕНИЕ

Курс теории механизмов и машин, рассматривающий общие методы исследования и проектирования механизмов и машин, входит в общетехнический цикл дисциплин, формирующих знания инженеров по конструированию, изготовлению и эксплуатации машин.

Общие методы синтеза механизмов дают возможность конструктору не только находить параметры механизмов по заданным кинематическим и динамическим свойствам, но и определять их оптимальные сочетания с учётом многих дополнительных условий.

Большое значение имеет курс и для подготовки инженеров-механиков по технологии изготовления и эксплуатации машин, так как знание видов механизмов и их кинематических и динамических свойств необходимо для понимания принципов работы отдельных механизмов и их взаимодействие в машине.

Теория механизмов и машин является основой для последующего изучения специальных дисциплин, посвящённых проектированию машин и приборов различных отраслей техники.

ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Учебная работа студента-заочника по изучению курса теории механизмов и машин включает изучение теоретического материала по учебным пособиям, решение типовых задач, выполнение контрольных работ, лабораторных работ, курсового проекта; сдачу зачётов и экзаменов.

При чтении учебного пособия обязательно составлять конспект, в котором записывать основные положения и выводы теории. Целесообразно прослушать курс лекций по теории механизмов и машин, регулярно организуемый для студентов-заочников, и пользоваться очными и письменными консультациями преподавателей.

Чтобы подготовиться к выполнению контрольных работ, следует после изучения соответствующих разделов программы разобрать примеры решения типовых задач, помещённых в задачнике по теории механизмов и машин, и самостоятельно решить ряд задач. Выполненные контрольные работы высылаются в институт для рецензирования.

При проведении лабораторных работ студент знакомится с экспериментальными методами исследования и проектирования механизмов и машин. Перед каждым лабораторным занятием необходимо изучить соответствующие разделы курса. После выполнения лабораторных работ и оформления отчётов по ним студент сдаёт зачёт.

Тема индивидуального курсового проекта выдаётся преподавателем одновременно с рецензией на первую контрольную работу. Курсовой проект выполняется параллельно с изучением теоретического материала. В процессе выполнения курсового проекта по теории механизмов и машин студент должен получить необходимые практические навыки применения основных положений и выводов теории к решению контрольных технических задач. Выполненный

курсовой проект рецензируется преподавателем кафедры, а затем проводится его защита.

К экзамену по курсу теории механизмов и машин допускаются студенты, сдавшие экзамены по всем разделам теоретической механики, имеющие зачёт по лабораторным работам, защитившие курсовой проект и представившие зачётные контрольные работы.

1 КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ

1.1 Структурный анализ плоских механизмов

Машина - созданное человеком устройство для целесообразного преобразования энергии, материалов, информации. Машины состоят из механизмов. *Механизм* - система тел, предназначенная для преобразования движений одних тел в требуемые движения других.

Прежде чем приступить к исследованию кинематических и динамических свойств механизма, необходимо произвести его структурный анализ. Основные задачи структурного анализа: определение последовательности присоединения звеньев механизма к ведущему звену и объединение этих звеньев в структурные группы, классификация звеньев и кинематических пар, определение количества степеней свободы механизма.

Механизм состоит из деталей. *Деталь* - часть механизма, изготавливаемая без применения сборочных операций. Каждая подвижная деталь (или жестко соединенная группа деталей) называется *подвижным звеном*, а все неподвижные объединяются в одно неподвижное звено - *стойку*.

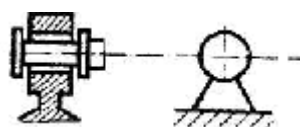
Подвижное соединение двух звеньев, ограничивающее их относительное перемещение, называется кинематической парой, а система звеньев, образующих между собой кинематические пары, - кинематической цепью. Следовательно, любой механизм состоит из звеньев, соединенных кинематическими парами в кинематическую цепь.

По характеру соприкосновения звеньев кинематические пары подразделяют на низшие и высшие. В низшей кинематической паре соприкосновение звеньев происходит по поверхности, а в высшей - по линии или в точке. **На рисунке 1.1** приведены примеры наиболее распространенных кинематических пар.

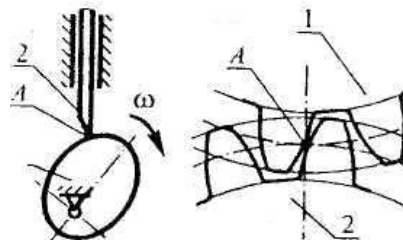
Всякое свободно движущееся в плоскости тело может совершать три независимых движения (число степеней свободы $N = 3$). Это - два поступательных движения вдоль взаимно перпендикулярных направлений и одно вращательное относительно оси, перпендикулярной плоскости поступательных движений. Вхождение тела (звена) в кинематическую пару ограничивает свободу его движения, так как на него налагаются условия связи.

Низшие кинематические пары

Высшие кинематические пары



вращательная пара
(цилиндрический шарнир)



кулачковый механизм: 1-кулачок; 2-толкатель; А - высшая кинематическая пара.

зубчатое зацепление: 1-шестерня; 2-колесо;



поступательная пара
(направляющая и ползун)

Рисунок 1.1 - Кинематические пары, наиболее часто встречающиеся в современных механизмах

Число условий связи S соответствует классу кинематической пары:

$S = 0$ – свободно движущееся в плоскости тело;

$S = 1$ - свобода движения ограничена высшей кинематической парой;

$S = 2$ - свобода движения ограничена низшей кинематической парой;

$S = 3$ - неподвижное тело.

Число степеней подвижности звеньев W относительно неподвижного звена определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2P_H - P_B, \quad (1.1)$$

где n - число подвижных звеньев механизма;

P_H - число низших кинематических пар;

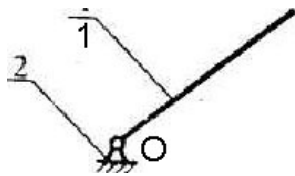
P_B - число высших кинематических пар.

Механизмы образуются путем последовательного присоединения кинематических цепей, обладающих определенными структурными свойствами. Такие кинематические цепи называются «группами Ассура» (ГА) по имени основоположника теории структур механизмов русского ученого Л.В. Ассура. *Группа Ассура* - кинематическая цепь с нулевой степенью подвижности относительно тех звеньев, с которыми она образует кинематические пары, и при этом не распадающаяся на более простые кинематические цепи, также обладающие нулевой степенью подвижности. Ниже приведены примеры наиболее часто встречающихся в механизмах групп Ассура.

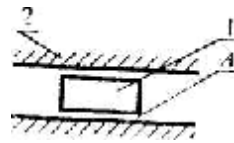
Группой Ассура 1 класса (**рисунок 1.2**) называется кинематическая цепь из ведущего звена и неподвижной стойки, соединенных низшей кинематической парой. В отличие от всех остальных степень подвижности этой группы $W = 1$.

1-й вид

2-й вид



1 - подвижное звено
 2 - неподвижное звено (стойка)
 O – вращательная кинематическая пара (шарнир).



1 - подвижное звено;
 2 - неподвижное звено (стойка)
 A – поступательная кинемат. пара.

Рисунок 1.2 - Группы Ассура I класса

Группа Ассура II класса - двухповодковая группа (**рисунок 1.3**) Состоит из двух подвижных звеньев (1, 2) и трех низших кинематических пар (B, C, D).

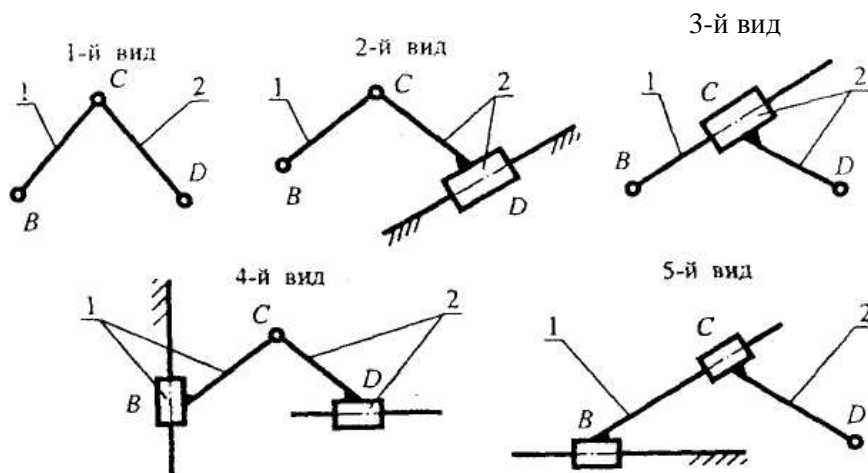


Рисунок 1.3 - Группы Ассура II класса

Любой сложный механизм состоит из группы Ассура I класса и последовательно присоединенных групп более высоких классов. При этом кинематическая цепь механизма всегда должна быть замкнутой, а класс его определяется наивысшей группой Ассура (например: если механизм включает группы Ассура II и III классов, то его относят к III классу).

Группа Ассура III класса - трехпроводковая группа (**рисунок 1.4**). Состоит из четырех подвижных звеньев (1, 2, 3, 4) и шести кинематических пар (B, E, C, D, F, G).

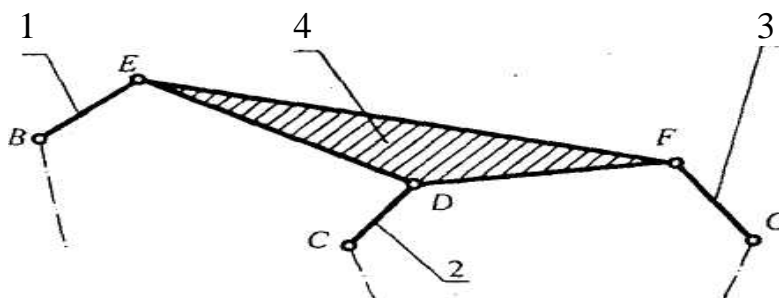


Рисунок 1.4 - Группа Ассура III класса

1.2 Кинематический анализ механизмов

Основной целью кинематического анализа является исследование движения звеньев механизма без учета действующих на них сил. Существует два основных метода проведения кинематического анализа - аналитический и графический. При выполнении работы рекомендуется использовать графический метод как достаточно наглядный и наиболее полно отвечающий требованиям учебного процесса. В ходе исследования движения механизма строят план положений его звеньев, планы скоростей, ускорений, диаграммы изменения кинематических параметров движения ведомого звена.

План положений механизма строят на начальном этапе его кинематического анализа для того, чтобы определить положения звеньев в различные моменты времени и траектории движения некоторых точек. Предварительно вычерчивается кинематическая схема механизма в произвольном масштабе. Масштаб плана положений механизма должен быть таким, чтобы план занял отведенное ему место чертежа:

$$m_i = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{l_{AB}}{AB} \quad (1.2)$$

где l_{OA} - действительная длина звена, м;

OA - длина звена на плане положений, мм.

Длину звена на плане (например, звена AB l_{AB} , мм.) можно определить по формуле:

$$AB = \frac{l_{AB}}{m_i}.$$

Ведущее звено вычерчивается в нескольких положениях (рекомендуется 12, что обеспечивает достаточную точность результатов дальнейших расчетов) в пределах одного его поворота. Затем методом засечек строятся планы положений механизма. Нумерацию последовательных положений надо делать в направлении движения ведущего звена. Если необходимо определить траекторию движения какой-либо точки, то соответствующие точки на каждом положении звена соединяются плавной кривой.

Для исследования кинематических параметров прямолинейно движущейся точки целесообразно применять метод построения кинематических диаграмм. *Кинематическая диаграмма* - графическое изображение изменения одного из кинематических параметров (перемещения, скорости, ускорения) в пределах одного цикла работы механизма.

Диаграмма перемещений строится в прямоугольной декартовой системе координат. На оси ординат откладываются перемещения точки от одного из крайних положений. Так как скорость вращения кривошипа задана в виде частоты вращения n_1 , об/мин, то время одного его оборота можно определить по формуле $T = \frac{60}{n_1}(c)$. Этот промежуток времени

изображается в виде отрезка l (мм) на оси абсцисс. Тогда $T = m_t \cdot l$,

где m_t - масштабный коэффициент времени, с/мм.

$$\text{Итак, } \frac{60}{n_1} = m_t \cdot l.$$

Отсюда масштабный коэффициент оси времени кинематических диаграмм определяется по формуле:

$$m_t = \frac{60}{n_1 \cdot l}, \quad (1.3)$$

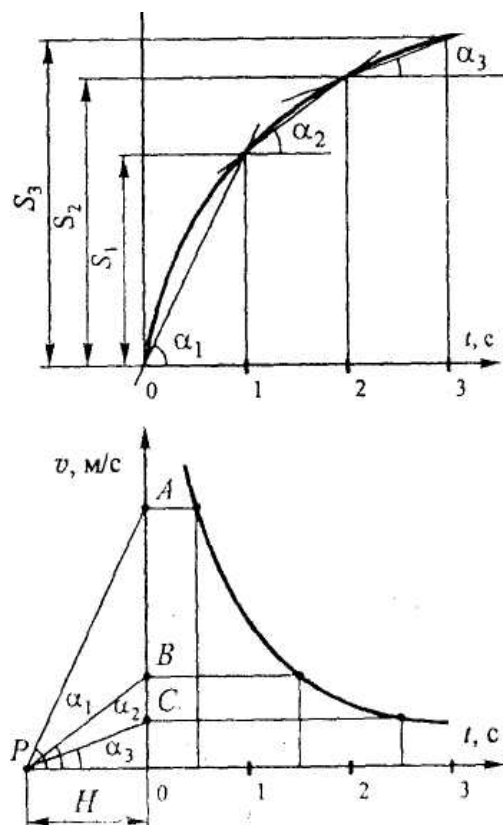
Масштабный коэффициент оси перемещений определяется по формуле:

$$m_s = m \cdot m_t. \quad (1.4)$$

Рисунок 1.5 - Образец графического

дифференцирования кривой $S=f(t)$

вой $S=f(t)$



Если расстояния на диаграмме перемещений приходится уменьшать в m раз по сравнению с этими же расстояниями на плане положений механизма, то её масштабный коэффициент надо увеличить в m раз по сравнению с масштабным коэффициентом плана положений и наоборот.

Построение диаграмм скорости $V = f(t)$ и ускорения $a = f(t)$ производится методом графического дифференцирования. Сущность этого метода (**рисунок 1.5**) заключается в следующем.

$$\text{Средняя скорость точки } V_{cp1} = \frac{S_1 - S_0}{t_1 - t_0}, V_{cp2} = \frac{S_2 - S_1}{t_2 - t_1} \dots$$

$$\text{Замечаем: } V_{cp1} = tg a_1, \quad V_{cp2} = tg a_2 \quad \text{и т.д.}$$

Следовательно, разбив весь график $S=f(t)$ на небольшие участки, по тангенсам угла соответствующих хорд можно определить среднюю скорость точки на каждом участке и в результате построить график зависимости скорости точки от времени – диаграмму скорости.

Для того, чтобы получить на оси ординат диаграммы $V = f(t)$ отрезки, пропорциональные средней скорости точки на соответствующих интервалах, надо из полюса диаграммы P провести лучи, параллельные хордам этих интервалов, до пересечения их с осью ординат. Из получившихся таким образом точек A, B, C проводятся прямые линии параллельно оси абсцисс до пересечения с ординатами, проведенными в серединах соответствующих участков. Соединяя полученные точки плавной кривой, получаем график $V = f(t)$. Отрезок H между полюсом P диаграммы и началом ее координатных осей называется полюсным расстоянием. Величина полюсного расстояния выбирается произвольно, исходя из желаемого масштаба диаграммы.

График $a = a^t = f(t)$ зависимости от времени ускорения точки строится по графику $v = f(t)$ аналогичным образом.

Масштабные коэффициенты диаграмм скорости m_v и ускорения m_a , измеряемые соответственно в $\frac{м/с}{мм}$ и $\frac{м/с^2}{мм}$, определяют по формулам:

$$m_v = \frac{m_s}{m_t H}; \quad (1.5)$$

$$m_a = \frac{m_v}{m_t H} \quad (1.6)$$

Между интегральной и дифференциальной кривыми должны выполняться следующие характерные соответствия, которые могут быть использованы для проверки правильности их построения:

экстремальным значениям ординат интегральной кривой соответствуют нулевые значения дифференциальной;

точкам перегиба интегральной кривой соответствуют экстремальные значения ординат дифференциальной кривой;

возрастающим ординатам интегральной кривой соответствуют положительные значения ординат дифференциальной, а убывающим - отрицательные.

Для определения кинематических параметров движения всех точек и всех звеньев механизма в исследуемом его положении применяются планы скоростей и ускорений. В том случае, когда подвижные звенья механизма связаны только вращательными кинематическими парами, для построения планов применяется теория плоскопараллельного движения твердого тела. При этом движение каждого звена механизма рассматривается как сумма двух движений: поступательного вместе с полюсом звена и вращательного относительно этого полюса. В качестве полюса звена выбирается та его точка, кинематические параметры движения которой относительно неподвижной системы координат известны или легко определимы.

Рассмотрим методику построения плана скоростей на примере кривошипно-ползунного механизма.

Пусть необходимо построить план скоростей механизма в положении, указанном на рисунке 1.6 при известных размерах всех звеньев ($l_{OA}, l_{AB}, l_{AC}, l_{CB}$) угловой скорости кривошипа ω_1 .

Построение плана скоростей для всего механизма производится путем последовательного построения планов скоростей для каждого его звена от ве-

дущего к ведомому. При этом векторы скоростей удобнее изображать не на звеньях, а откладывая их в одинаковом масштабе от произвольной точки P , символизирующей неподвижную систему координат. Эта точка называется полюсом плана скоростей и соответствует всем точкам механизма, имеющим нулевую скорость. Напомним, что согласно теории плоскопараллельного движения скорость любой точки геометрически складывается из скорости полюса звена и скорости, которую эта точка получает при вращении звена относительно этого полюса.

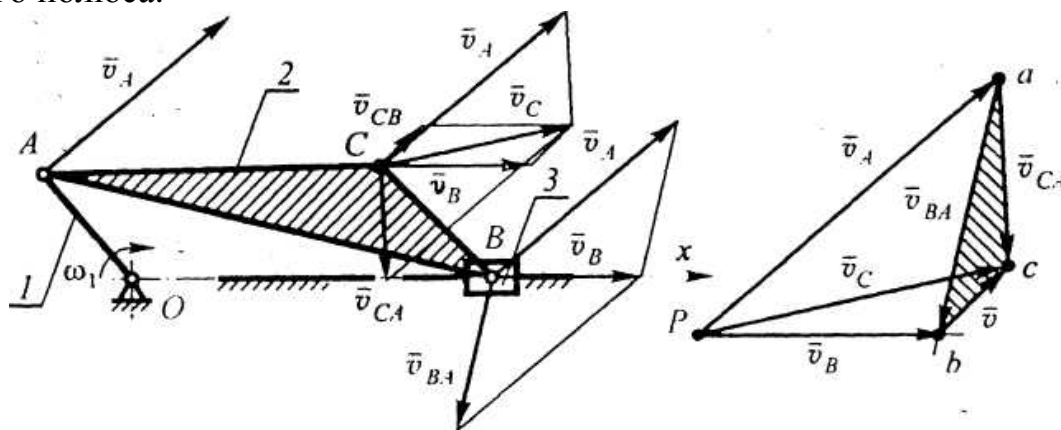


Рисунок 1.6 - Образец построения плана скоростей

Для кривошипа полюсом является неподвижный цилиндрический шарнир O . Тогда скорость точки A можно определить по формуле: $V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}$.

Учитывая, что цилиндрический шарнир O неподвижен, вектор \vec{V}_A откладываем в виде параллельного ему отрезка Pa от полюса плана скоростей P . Длина этого отрезка определяется так, чтобы план занял отведенное ему место на чертеже. Масштабный коэффициент плана скоростей m_v , измеряемый в $\frac{м/с}{мм}$, рассчитывается по формуле:

$$m_v = \frac{V_A}{P_a} \quad (1.7)$$

Точка B одновременно принадлежит звеньям 2 и 3. В результате вектор ее скорости $\vec{V}_B \parallel Ox$ и, кроме того, должен удовлетворять векторному уравнению $\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$. В этом уравнении и по модулю, и по направлению известен вектор \vec{V}_A , а также направления векторов \vec{V}_B и \vec{V}_{BA} .

В качестве полюса звена 2 выбираем точку A , скорость которой также известна по модулю и по направлению. Из конца вектора \vec{V}_A на плане проводим линию, соответствующую направлению вектора \vec{V}_{BA} (из точки a плана скоростей проводится линия, перпендикулярная шатуну AB). В соответствии с условием $\vec{V}_B \parallel Ox$ вектор скорости точки B должен быть параллелен направляющей (оси Ox). Поэтому из полюса P проводим горизонталь и в пересечении направлений \vec{V}_{BA} и \vec{V}_B получаем точку b плана скоростей.

Аналогичным образом определяется величина и направление скорости точки C звена 2. Теперь в качестве его полюса можно выбрать точку B , так как ее скорость уже определена. В результате скорость точки C должна удовлетворять следующим двум уравнениям:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_A + \vec{V}_{CA}; \quad (1.8)$$

$$\vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB} \quad (1.9)$$

Графически решая систему уравнений (1.8) и (1.9), из точек a и b плана скоростей проводим линии, параллельные векторам \vec{V}_{CA} , \vec{V}_{CB} (перпендикулярные соответственно AC и BC), и в их пересечении находим положение точки c . Соединяя полюс плана скоростей P с точкой c , получаем отрезок Pc , пропорциональный по модулю и направлению вектору \vec{V}_C .

Треугольник acb на плане называется картиной относительных скоростей звена 2. Картина относительных скоростей звена подобна самому звену и повернута относительно него на 90° в сторону вращения звена. Следовательно, положение точки c на плане можно было определить, построив по стороне ab треугольник, подобный треугольнику ACB плана положений. При этом нужно следить за тем, чтобы не изменилась последовательность обхода букв соответствующих фигур по одному произвольно выбранному направлению.

После построения плана скоростей можно легко определить и угловую скорость каждого не поступательно движущегося звена и линейную скорость любой точки механизма:

$$V_B = P_b \cdot m_V; \quad V_{BA} = a_b \cdot m_V; \quad V_C = P_c \cdot m_V; \quad w_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}}.$$

Методика построения плана ускорений при шарнирных соединениях подвижных звеньев также основана на соответствующих положениях теории плоскопараллельного движения твердого тела. Ускорение любой точки звена (рисунок 1.7) геометрически складывается из двух составляющих: заранее известного ускорения полюса звена и ускорения точки при вращении звена относительно него. В свою очередь, ускорение полюса и относительное ускорение точки может быть разложено на нормальную и касательную составляющие:

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

где $\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^t$ – ускорение полюса;

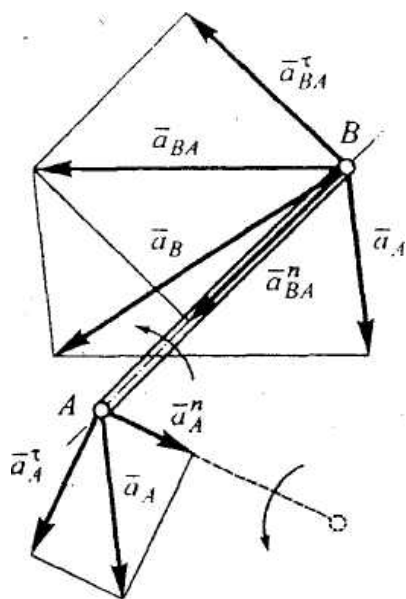


Рисунок 1.7 –

Ускорения точек звена АВ

$$a_{BA} = a_{BA}^n + a_{BA}^t \text{ – относительное ускорение точки В.}$$

$$\text{Тогда: } \vec{a}_B = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^t + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t \quad (1.11)$$

Нормальное ускорение точки B звена AB можно определить по одной из следующих формул:

$$a_{BA}^n = w_{AB}^2 \cdot l_{AB}; \quad a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{BA}}; \quad a_{BA}^n = V_{BA} \cdot w_{AB}. \quad (1.12)$$

Последовательность построения плана ускорений рассмотрим на примере того же кривошипно-ползунного механизма (рисунок 1.8).

Полус плана ускорений обозначаем буквой P . По условию задания $w_1 = const$. Следовательно, $\vec{a}_A = \vec{a}_{OA}^n$, где $a_{AO}^n = w_1^2 \cdot l_{AO}$. Из полюса плана ускорений проводим отрезок, параллельный вектору \vec{a}_{AO}^n по направлению от рассматриваемой точки A к полюсу звена O . Это правило справедливо для векторов нормальных ускорений всех последующих точек. Длина отрезка Pa на плане ускорений принимается, исходя из желаемого масштаба построений. Масштабный коэффициент плана ускорений, рассчитывается по формуле:

$$m_a = \frac{a_{AO}^n}{Pa} \quad (1.13)$$

Для графического определения ускорения точки B в соответствии с формулой (1.11) составляем уравнение: $\vec{a}_B = \vec{a}_A^n + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t$.

Нормальное ускорение относительного движения точки B определяем по формуле $a_{BA}^n = w_{AB}^2 \cdot l_{AB}$. Из точки P проводим линию, параллельную Ox (так как $\vec{a}_{AB} \parallel Ox$), а из точки a – отрезок $an_{BA} = \frac{a_{BA}^n}{m_a}$ параллельно AB по направлению от точки B к полюсу звена 2 (точке A).

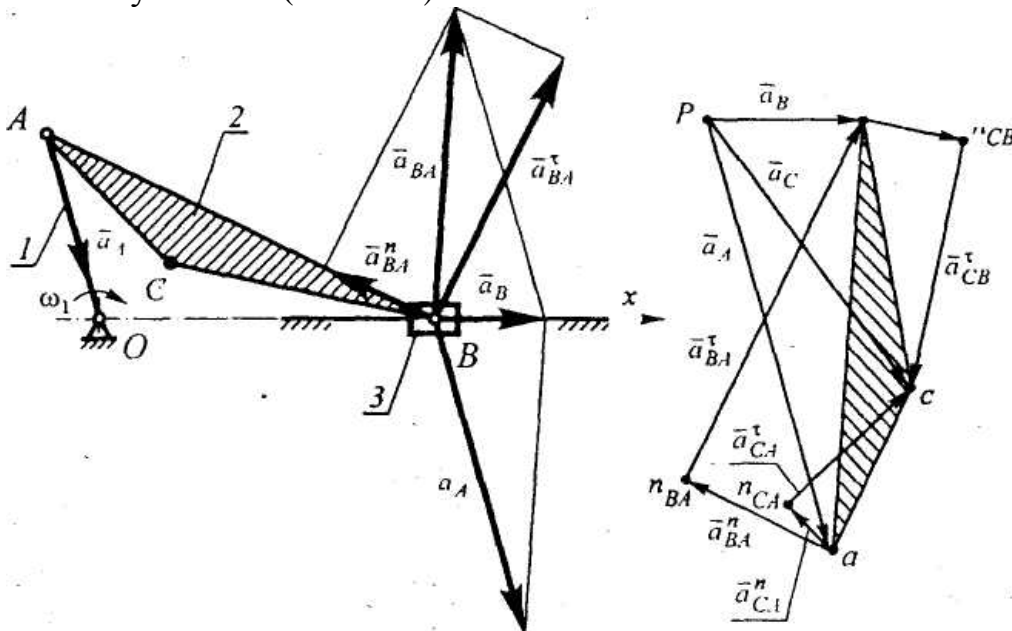


Рисунок 1.8 - Образец построения плана ускорений

После этого из точки n_{BA} проводим линию, параллельную вектору ускорения a_{BA}^t (перпендикулярную AB). В месте пересечения её с прямой, параллельной оси Ox , получаем искомую точку b плана ускорений. В итоге можем определить численное значение ускорения точки B и угловое ускорение звена, которому эта точка принадлежит:

$$a_B = P_b \cdot m_A; e_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{AB}} = \frac{n_{BA} b m_a}{l_{AB}};$$

Положение точки c на плане определяем аналогичным образом, используя соответствующие векторные уравнения:

$$\bar{a}_C = \bar{a}_A + \bar{a}_{CA}^n + \bar{a}_{CA}^t; \quad (1.14)$$

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^n + \bar{a}_{CB}^t; \quad (1.15)$$

Обращаем внимание на то, что, картина относительных ускорений звена 2 (треугольник abc) также подобна перемещающейся фигуре ABC плана положений и повернута в сторону углового ускорения на угол φ , удовлетворяющий соотношению $tgj = \frac{e_2}{w_2^2}$. Следовательно, положение точки c на плане ускорений

можно было найти без использования уравнений (1.14) и (1.15). Достаточно было построить по стороне ab треугольник, подобный треугольнику ABC . При этом последовательность букв a, b, c и A, B, C при их обходе в каком-либо направлении должна быть одинаковой.

Кинематические диаграммы и планы скоростей и ускорений не исключают, а взаимно дополняют друг друга. Если кинематические диаграммы позволяют определить параметры движения какой-либо одной точки механизма на протяжении всего цикла его работы, то планы позволяют определить кинематические параметры всех точек и всех звеньев механизма для исследуемого положения.

1.3 Динамический анализ механизмов

При выполнении динамического анализа решаются следующие задачи:

- определение реакций связей в кинематических парах механизма;
- определение величины уравновешивающей силы (или уравновешивающего момента).

Знание реакций в кинематических парах позволяет при необходимости произвести расчет звеньев на прочность, жесткость, износостойкость. А по известной максимальной величине уравновешивающей силы определяют требуемую мощность двигателя, приводящего во вращение ведущее звено.

Ряд методов динамического анализа основан на использовании принципа Даламбера. Принцип говорит о том, что если к действующим на звено механизма силам и моментам сил добавить силы и моменты сил инерции, то звено условно можно считать находящимся в состоянии равновесия и его силовой анализ выполнить методами статики. Если же разница между наименьшей из внешних сил и наибольшей силой инерции не превосходит 3% то силы инерции можно не включать в расчет.

Силы инерции всех точек звена, совершающего плоскопараллельное движение, приводятся к главному вектору и главному моменту сил инерции (рисунок 1.9). Если в качестве центра приведения выбран центр масс звена, то главный вектор и главный момент сил инерции определяются по формулам:

$$\bar{F}^H = \sum_{i=1}^n \bar{F}_i^H = -m\bar{a}_C; M_C^H = \sum_{i=1}^n M_C(F_i^H) = -e \cdot l_C \quad (1.16)$$

где m - масса звена, кг;

a_c - ускорение центра масс, $\frac{m}{c^2}$;

ε - угловое ускорение звена, рад /с² ;

I_c - момент инерции массы относительно оси, проходящей перпендикулярно плоскости движения звена через его центр масс, кг ·м²

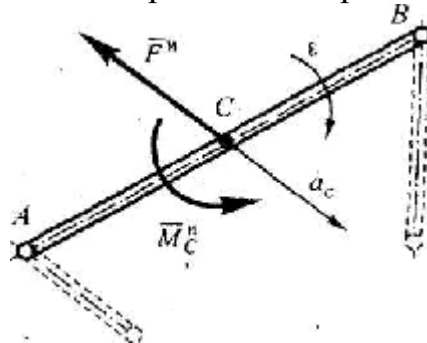


Рисунок 1.9 - Инерционные нагрузки звена, совершающего плоскопараллельное движение

Знак « - » в формулах (1.16) указывает на то, что направления главного вектора и главного момента сил инерции противоположны соответствующим ускорениям.

Расчет реакций в кинематических парах производится для ряда положений механизма в пределах одного цикла его работы, что позволяет выявить наибольшие их значения, по которым может быть выполнена проверка звеньев на прочность и жесткость.

Методика определения реакций основана на следующих положениях:

- кинематические пары механизма работают со смазкой, поэтому трение при расчете не учитывается;

- определение реакций связей начинается с рассмотрения условий равновесия последней присоединенной к механизму группы Ассур, иначе число неизвестных будет превышать число уравнений статики.

Для реакций, возникающих между элементами кинематических пар, принимаем следующие обозначения: реакция со стороны звена 1 на звено 2 обозначается R_{12} , а со стороны звена 2 на звено 1 - R_{21} . Эти реакции равны по модулю и противоположны по направлению ($\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{21}$).

В качестве примера определим реакции в кинематических парах A и C кривошипно-ползунного механизма в положении, указанном на рисунке 1.10.

Исходные данные: известны все активные силы, силы и моменты сил инерции. Массой ползуна и кривошипа пренебрегаем.

Решение. Отделяем от механизма последнюю присоединенную группу Ассур. В соответствующих точках прикладываем все активные силы и силы инерции. Указываем направление главного момента сил инерции звена 2. Действие связей заменяем их реакциями. Реакцию в шарнире A раскладываем на нормальную и касательную составляющие. В соответствии с принципом Даламбера составляем условие статики в векторной форме для группы Ассур из звеньев 2 и 3:

$$\bar{R}_{12}^t + \bar{R}_{12}^n + \bar{F}_2^H + \bar{G} + \bar{R}_{43} + \bar{F}_{comp} = 0 \quad (1.17)$$

В уравнении (2.17) неизвестными силами являются реакции связей $\bar{R}_{12}^t, \bar{R}_{12}^n$ и \bar{R}_{43} . После приложения к звену 2 инерционных нагрузок можно составить уравнение его равновесия, откуда найти величину реакции \bar{R}_{12}^t . (рисунок 1.10):

$$\sum_{i=1}^n M_{iB} = 0; \quad R_{12}^t l_2 - F_2^n h_1 + Gh_2 - M_{2np}^H = 0; \quad R_{12}^t = \frac{F_2^n h_1 - Gh_2 + M_{2np}^H}{l_2} = 0. \quad (1.18)$$

где $M_{2np}^H = M_2^H \frac{l_2}{l_{AB}}$ - приведенный момент сил инерции, Н·мм;

l_2 - длина звена 2 на рисунке, мм;

l_{AB} - действительная длина звена, м.

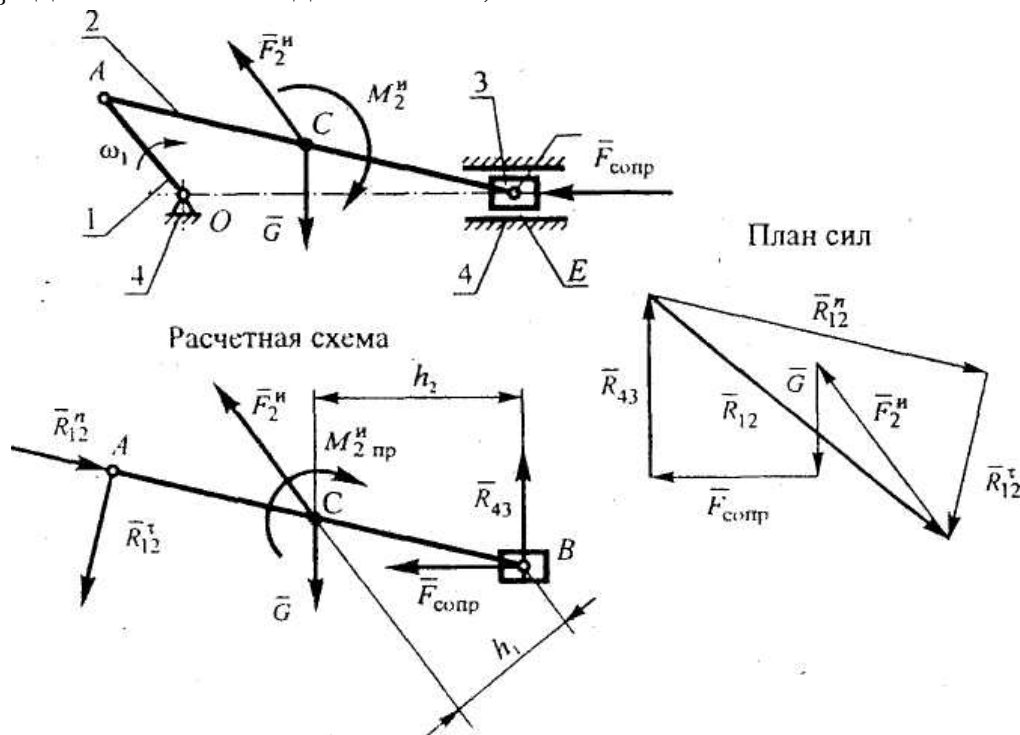


Рисунок 1.10 - Определение реакций и кинематических парх кривошипно-ползунного механизма

Для определения величин реакций \bar{R}_{12}^n и \bar{R}_{43} применим метод построения плана сил. Так как группа Ассур из звеньев 2 и 3 условно считается находящейся в состоянии равновесия, то многоугольник сил, приложенных к этой ГА, должен быть замкнут.

Порядок построения векторной суммы безразличен, однако удобнее начинать с известной составляющей неизвестной силы и далее обходить ГА по или против движения часовой стрелки. План сил, приложенных к ГА из звеньев 2 и 3, изображен на рисунке 1.10. Векторы искомых сил выделены толстыми основными линиями. Масштаб плана сил; Н/мм:

$$m_F = \frac{R_{12}^t}{l R_{12}^t} \quad (1.19)$$

После построения плана сил численная величина неизвестной силы или ее составляющей определяется произведением длины соответствующего отрезка плана, измеренного в миллиметрах, на коэффициент m_F .

Уравновешивающая сила (или ее момент) приложена к ведущему звену (кривошипу) и обеспечивает требуемый закон его движения, т. е. является движущей силой, уравновешивающей все силы сопротивления и силы инерции, действующие на звенья механизма.

Уравновешивающую силу определяют для нескольких положений кривошипа в пределах одного его полного оборота. По максимальной величине уравновешивающей силы и скорости движения точки ее приложения определяют потребную мощность двигателя:

$$P = F_{yp} \cdot V = M_{yp} \cdot \omega \quad (1.20)$$

где: F_{yp}, M_{yp}, P - уравновешивающая сила, Н; уравновешивающий момент, Н·м; мощность, Вт;

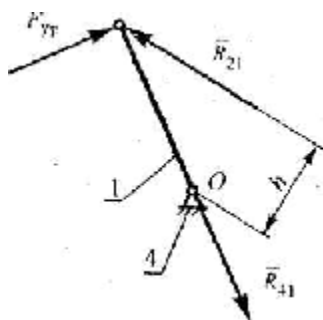
V - скорость точки приложения, м/с;

ω - угловая скорость кривошипа, рад/с.

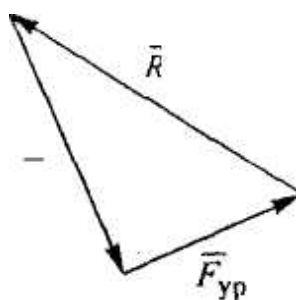
Определим силу F_{yp} . Кривошип вращается с постоянной угловой скоростью. Следовательно, он находится в состоянии динамического равновесия и его силовой анализ можно выполнить методами статики. Решим поставленную задачу аналитическим и графическим методами. На кривошип действуют: сила $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$, \bar{R}_{41} - реакция шарнира O и уравновешивающая сила F_{yp} . (рисунок 1.11). Направление реакции R_{41} определяем, используя теорему о трех силах. Величину F_{yp} находим или из суммы моментов всех сил относительно шарнира O , или из плана сил, построенного на том же рисунке.

Аналитическое решение:

$$\sum_{i=1}^n M_{iO} = 0; \quad R_{21} \cdot h - F_{yp} \cdot l_{OA} = 0, \quad F_{yp} = \frac{R_{21} \cdot h}{l_{OA}} \quad (1.21)$$



Расчетная схема



План сил

Рисунок 1.11 – Графический метод определения величины уравновешивающей силы

Определение уравновешивающей силы этим методом требует предварительного расчета реакций во всех кинематических парах механизма.

Профессором Н.Е. Жуковским предложен метод, позволяющий наименее трудоемко решить такую задачу. В его основе лежит условие равенства мгновенных подведенных мощностей мгновенным потребленным мощностям:

$$\sum_{i=1}^n F_i V_i \cos \alpha_i + \sum_{i=1}^n M_i w_i = 0$$

где $F_i \cdot V_i \cdot \cos \alpha_i, M_i \cdot w_i$ – мощность, развиваемая силой F_i , или моментом M_i , в данном положении звена, Вт;

V_i – скорость точки приложения силы, м/с;

α_i – угол между направлением силы и вектором скорости;

w_i – угловая скорость i -того звена в данном его положении, рад/с.

В число известных сил входят все активные силы и силы инерции. Неизвестной является только уравнивающая сила F_{yp} . На практике данное уравнение чаще всего решают графоаналитически. Для этого применяют метод построения вспомогательного рычага, предложенный Н.Е. Жуковским. Из рисунка (1.12) видно, что произведение $F_i \cdot V_i \cdot \cos \alpha_i$ – это момент силы F_i относительно точки P , если вектор V_i откладывать от этой точки повернутым на 90° . Плечом силы относительно полюса P в этом случае является произведение: $V_i \cdot \cos \alpha_i = h$.

Следовательно, если для механизма построен план скоростей, повернутый на 90° то, приложив в соответствующих точках плана скоростей действующие на звенья механизма силы и рассматривая этот план как жесткий рычаг, вращающийся вокруг полюса P , можно составить уравнение (1.22) в виде суммы моментов сил относительно полюса:

$$\sum_{i=1}^n F_i h_i + F_{yp} h_{yp} = 0; \quad F_{yp} = - \frac{\sum_{i=1}^n F_i h_i}{h_{yp}} \quad (1.23)$$

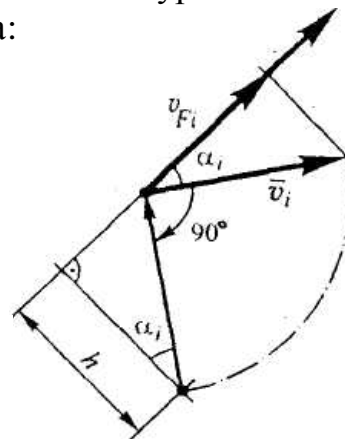


Рисунок 1.12 – Построение для получения рычага Жуковского

Помимо сил к звеньям механизма часто приложены и моменты пар сил. Учесть их действие на рычаге Жуковского можно двумя способами.

1. Каждый момент, приложенный к звену, можно рассматривать как пару сил (**рисунок 1.13**):

$$F'_H = F''_H = \frac{M_u}{l},$$

где: M – момент пары сил, Н·м;

l – длина звена, м.

2. Момент пары сил M_i , Н·м, приложенный к звену, на рычаге Жуковского заменяется соответствующим приведенным моментом M'_i , Н·мм:

$$M'_i = M_i \cdot \frac{ab}{l_{AB}}, \quad (1.25)$$

где ab – величина отрезка ab на повернутом плане скоростей, мм;

l_{AB} – длина звена АВ, м.

Момент M'_i совпадает по направлению с моментом M_i , если направление \overline{AB} на плане положений совпадает с направлением ab на повернутом плане скоростей. В противном случае направления этих моментов противоположны.

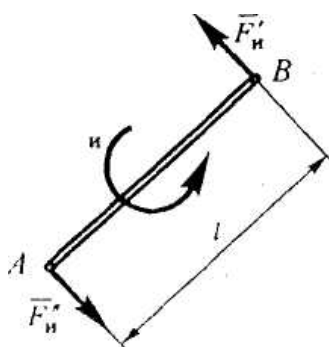


Рисунок 1.13 - Представление момента сил инерции в виде пары сил.

2 ОБРАЗЕЦ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТА СТРУКТУРНОГО, КИНЕМАТИЧЕСКОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА МЕХАНИЗМА

2.1 Задание на расчет и исходные данные

Выполнить структурный, кинематический и динамический анализ плоского шарнирно-рычажного механизма (рисунок 2.1).

Исходные данные:

$$l_{OA} = l_{AD} = l_{O_1D} = 0.1 \text{ м};$$

$$x = 0.02 \text{ м}; \quad y = 0.025 \text{ м};$$

$$l_{DC} = 0.03 \text{ м}; \quad l_{OC} = 0.085 \text{ м}; \quad l_{CB} = 0.35 \text{ м}.$$

Удельная масса звеньев $q = 40$ кг/м. Учесть массы только тех звеньев, которые совершают плоскопараллельное движение.

Частота вращения ведущего звена $n_1 = 120$ об/мин.

Сила сопротивления $F_{\text{сопр}} = 190$ Н прикладывается к ведомому звену (ползуну) противоположно его ходу.

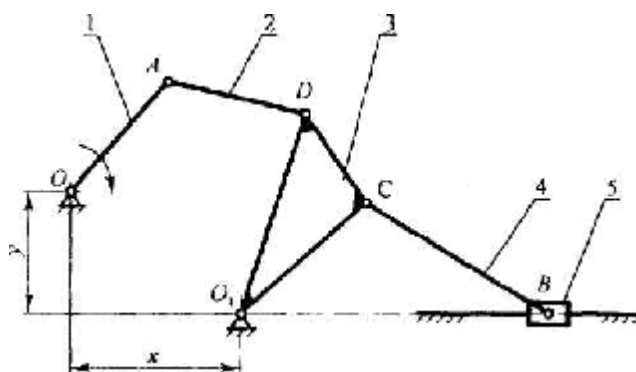


Рисунок 2.1 - Кинематическая схема механизма

2.2 Структурный анализ механизма

Степень подвижности механизма (**рисунок 2.2**) определим при помощи формулы Чебышева (структурной формулы плоских механизмов):

$$W = 3n - 2P_H - P_B,$$

где n - число подвижных звеньев механизма, $n = 5$;

P_H - число низших кинематических пар, $P_H = 7$ (O, O_1, A, D, C, B, E);

P_B - число высших кинематических пар, $P_B = 0$.

Поэтому $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 15 - 14 = 1$. Механизм имеет одну степень подвижности.

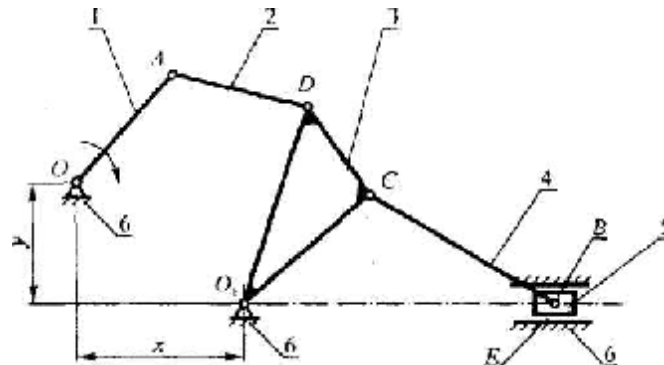


Рисунок 2.2 - Схема механизма с указанием подвижных звеньев и кинематических пар

Механизм образован последовательным присоединением к механизму I класса (ведущему звену со стойкой) группы Ассура II класса 1-го вида, а затем группы Ассура II класса 2-го вида. Последовательность образования механизма представлена на рисунках 2.3 - 2.5.

Ведущее звено (ГА I класса):

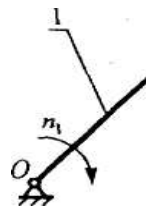
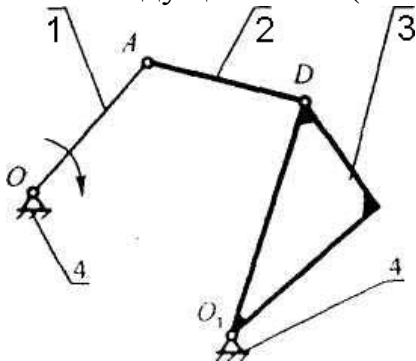


Рисунок 2.3 - Начальный механизм

ГА I кл + ГА II кл 1-го вида

Рисунок 2.4 - Образование шарнирного четырехзвенника

Шарнирный четырехзвенник $OADO_1$ получен путем соединения начального механизма и группы Ассура из звеньев 2 и 3 кинематической парой A в кинематическую цепь. Степень его подвижности:

$$W = 3n - 2P_H - P_B = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

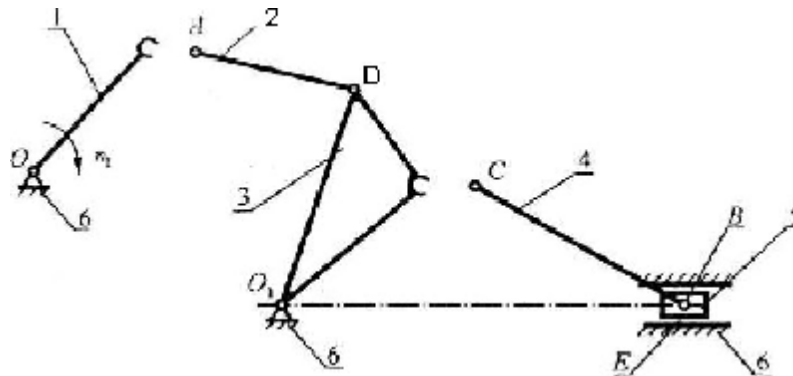


Рисунок 2.5 - Структурная схема шестизвенного механизма

Формула строения механизма: I(1) + II(1) + II(2).

Наивысший класс присоединенных групп - второй, поэтому механизм надо отнести ко II классу.

2.3 Построение плана положений механизма

Сначала вычерчивается 12 положений ведущего звена (рисунок 2.6). Длина отрезка OA = 100 мм, изображающего на чертеже ведущее звено, принимается произвольно с целью получения оптимального масштаба плана положений. Масштаб должен быть таким, чтобы план положений занял от 1/5 до 1/4 площади чертежа. Например,

$$m_l = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{0.1}{100} = 0.001 \frac{м}{мм}.$$

Определяем координаты шарниров и место положения направляющей, а также длины звеньев механизма на чертеже с учетом масштабного коэффициента:

$$AD = \frac{l_{AD}}{m_l} = \frac{0.1}{0.001} = 100 мм; \quad DC = \frac{l_{DC}}{m_l} = \frac{0.03}{0.001} = 30 мм;$$

$$CB = \frac{l_{CB}}{m_l} = \frac{0.35}{0.001} = 350 мм. \quad O_1D = \frac{l_{O_1D}}{m_l} = \frac{0.1}{0.001} = 100 мм;$$

$$O_1C = \frac{l_{O_1C}}{m_l} = \frac{0.085}{0.001} = 85 мм;$$

Аналогично определяем остальные размеры: x = 20 мм, y = 25 мм.

В качестве нулевого принимаем такое положение ведущего звена, при котором точка A занимает крайнее левое положение. Проводим окружность радиуса OA, делим ее на 12 равных частей, отмечая соответствующие точки (A₀, A₁, A₂, A₃, ... A₁₂). Для каждого из 12 положений ведущего звена методом засечек определяем положения всех остальных звеньев механизма.

Все построения выполняем сплошными тонкими линиями, после чего исследуемое положение механизма выделяем сплошной основной линией.

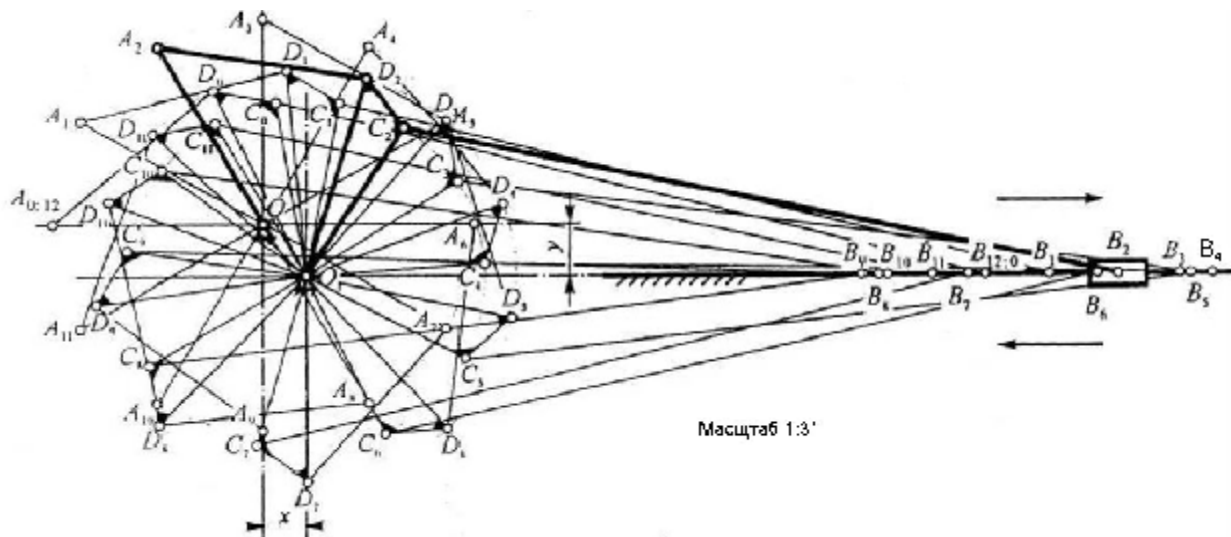


Рисунок 2.6 – План положений механизма за один рабочий цикл

* Здесь и на последующих рисунках, выполненных не в качестве общих схем, а на основании расчетов и точных построений, длины всех отрезков уменьшены в три раза по сравнению с рассчитанными, которые должны быть на чертежах графической части работы.

2.4 Определение скорости и ускорения ползуна при помощи кинематических диаграмм

Построение диаграммы перемещений. В правой верхней части чертежа строим оси координат $S_B - t$ (**рисунок 2.7**). На оси абсцисс откладываем отрезок $l = 240 \text{ мм}$, измеряющий время одного оборота кривошипа. Делим его на 12 равных участков. Учитываем, что длина оси абсцисс не должна быть ограничена отрезком l , иначе на диаграммах скоростей и ускорений нельзя будет построить те части кривых, которые соответствуют половине крайних участков. Поэтому к 12 интервалам, на которые разбит весь цикл работы механизма, добавляем дополнительно 2 (8 - 9; 9 - 10). В дальнейшем это позволит более точно построить графики функций скорости и ускорения на крайних интервалах 8 - 9 и 9 - 10.

Для того чтобы откладываемые на диаграмме $S = f(t)$ перемещения по условиям компоновки уменьшить в два раза по сравнению с планом положений, принимаем коэффициент $m = 2$. Определяем величину масштаба диаграммы перемещений: $m_s = 2m_l = 2 \cdot 0.001 = 0.002 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$.

Величину масштабного коэффициента оси абсцисс (масштаба времени) находим по формуле: $m_t = \frac{60}{n_1 \cdot l} = \frac{60}{120 \cdot 240} = 0.00208 \frac{\text{с}}{\text{мм}}$.

В качестве начального принимаем положение 9, поскольку именно точка B_9 является крайней на плане положений. В точках 10, 11, 12; 0, 1 ... 8 откладываем ординаты с учетом масштаба m_s , соответствующие перемещению ползуна B от крайнего левого положения B_9 . До крайнего правого положения ординаты возрастают, после чего уменьшаются. Соединив последовательно соответствующие точки плавной линией, получаем диаграмму перемещений ведомого звена (ползуна).

Для построения диаграмм скорости и ускорения применяем метод графического дифференцирования. Величину полюсного расстояния $H_1 = 47\text{мм}$ выбираем исходя из того, чтобы график $V = f(t)$ поместился на месте, отведённом ему на чертеже. О технике графического дифференцирования подробно рассказано в разд. 1.2.

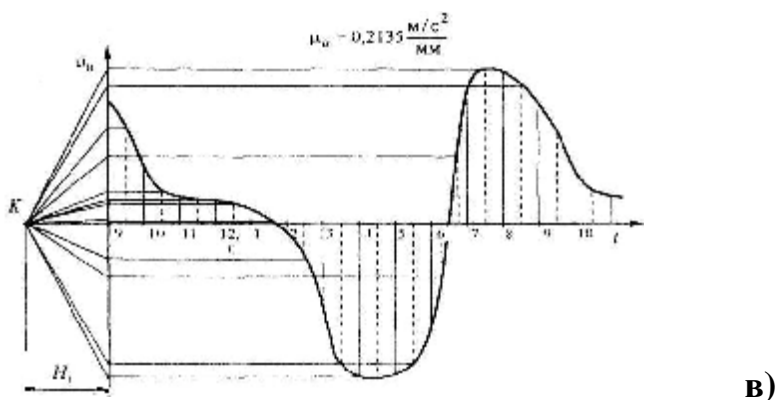
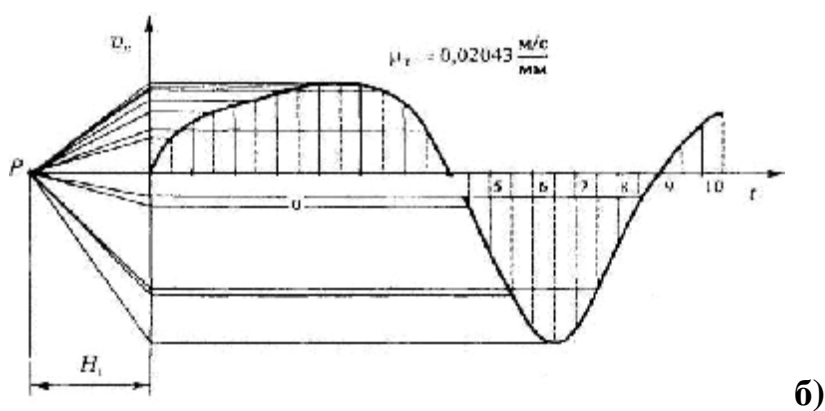
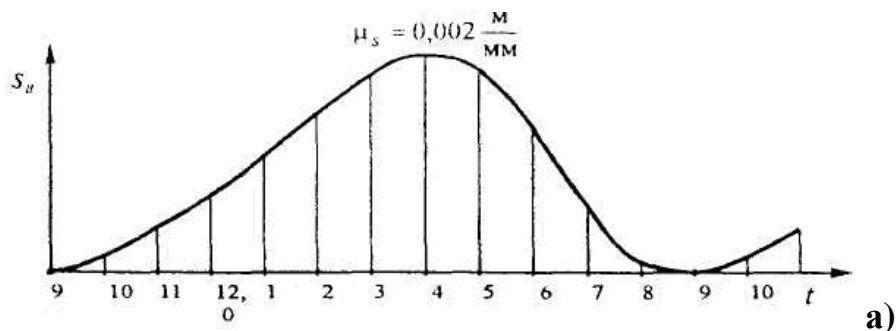


Рисунок 2.7 - Кинематические диаграммы.

Масштабный коэффициент скорости определяем по формуле

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu H_1} = \frac{0,002}{0,00208 \cdot 47} = 0,02043 \frac{\text{M/c}}{\text{MM}} .$$

Путем совместного анализа интегральной ($S=f(t)$) и дифференциальной ($V_B = f(t)$) кривых убеждаемся в том, что все характерные зависимости между ними выполняются (**см. рисунок 2.7**).

Аналогично строим и диаграмму ускорений. На участке 6 - 7 диаграмма скорости имеет ярко выраженный экстремум, поэтому для более точного построения дифференциальной кривой этот участок разбиваем дополнительно на два интервала - до и после экстремума. Величину полюсного

расстояния H_2 принимаем равной 46 мм. Определяем масштабный коэффициент:

$$m_a = \frac{m_v}{m_i H_2} = \frac{0,02043}{0,00208 \cdot 46} = 0,2135 \frac{м/с^2}{мм}.$$

Точка пересечения диаграммы $a = f(t)$ с осью ординат была найдена при определении среднего ускорения на участках 7 - 8, 8 - 9; 9 - 10, 10 - 11 и изображения соответствующей кривой в правой части оси абсцисс.

После построения диаграммы ускорений рекомендуем проверить выполнение характерных зависимостей между интегральной ($V_B = f(t)$) и дифференциальной ($a_B = f(t)$) кривыми.

Определим скорость и ускорение ползуна 5 во втором положении механизма:

$$V_B = y_{v2} m_v = 39 \cdot 0,02043 = 0,797 \frac{м}{с},$$

$$a_B = y_{a2} m_a = 5,5 \cdot 0,2135 = 1,174 \frac{м}{с^2}.$$

2.5 Применение планов скоростей и ускорений для кинематического анализа механизмов

В качестве исследуемого надо выбрать такое положение, при котором ведомое звено не находится в крайних точках. В нашем случае крайними являются точки B_4 и B_9 . Поэтому план скоростей строим, например, для второго положения механизма (**рисунок 2.8**).

Находим величину скорости точки A звена 1:

$$w_1 = \frac{p \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 120}{30} = 12,56 \frac{рад}{с}; \quad V_A = w_1 \cdot l_{OA} = 12,56 \cdot 0,1 = 1,256 \frac{м}{с}.$$

Вектор скорости точки A изображаем в виде отрезка P_a длиной 130 мм (см. рисунок 2.8). При выполнении графической части работы на листе формата А1 рекомендуется длину отрезка P_a выбирать в пределах от 50 до 150 мм, что обеспечивает достаточную точность построений.

Определяем масштаб плана скоростей: $m_v = \frac{V_A}{P_a} = \frac{1,256}{130} = 0,00966 \frac{м/с}{мм}$.

Для определения положения точки d на плане используем векторное уравнение: $\vec{V}_D = \vec{V}_A + \vec{V}_{DA}$. В этом уравнении известны модуль и направление вектора \vec{V}_A , а также направление векторов \vec{V}_D и \vec{V}_{DA} : $\vec{V}_D \perp O_1D$, $\vec{V}_{DA} \perp AD$. Решая графически уравнение $\vec{V}_D = \vec{V}_A + \vec{V}_{DA}$, получаем точку d , определяющую величину векторов \vec{V}_D (отрезок P_d) и \vec{V}_{DA} (отрезок ad).

Скорость точки C звена 3 находим при помощи векторного уравнения $\vec{V}_C = \vec{V}_D + \vec{V}_{CD}$, учитывая, что $\vec{V}_C \perp O_1C$, а $\vec{V}_{CD} \perp C_1D$. Модуль и направление этой скорости определяет отрезок P_c плана скоростей.

Положение точки b на плане определяем, решив графически уравнение $\vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC}$. В уравнении известны модуль и направление вектора \vec{V}_C , а также направление векторов \vec{V}_B и \vec{V}_{BC} : $\vec{V}_{BC} \perp CB$, $\vec{V}_B \parallel O_1x$ (см. рисунок 2.8).

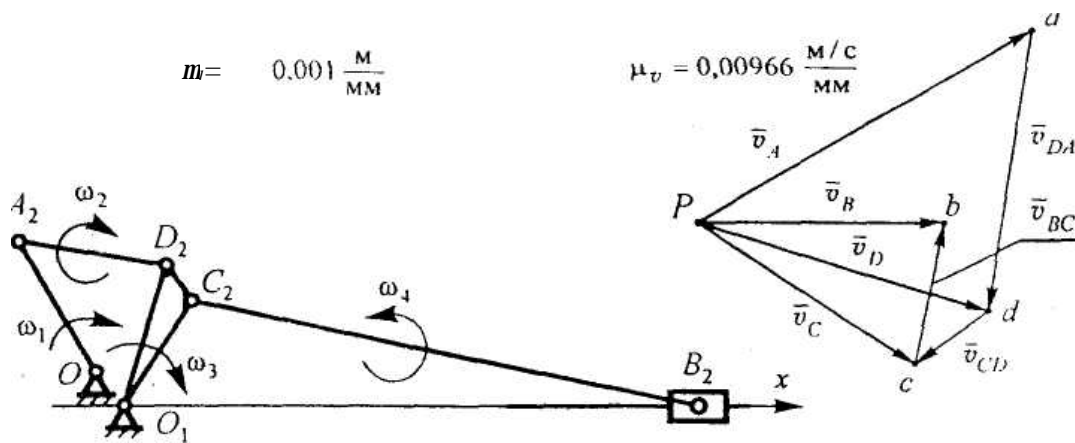


Рисунок 2.8 - Положение механизма № 2 и соответствующий план скоростей

Определим скорость точки B при помощи плана скоростей:

$$V_B = P_b \cdot m_v = 83.5 \cdot 9.66 \cdot 10^{-3} = 0.807 \frac{M}{c}.$$

В разделе 2.4 был получен результат $V_B = 0.797 \frac{M}{c}$. Расхождение результа-

тов двух расчётов: $\frac{0.807 - 0.797}{0.807} \cdot 100\% = 1.24\%$.

Точность полученных разными способами значений при определении скорости ползуна считается удовлетворительной, если расхождение не превышает 4 %.

План ускорений строим для исследуемого (второго) положения механизма (рисунок 2.9). Ускорение точки A : $a_A = a_{AO}^n = w_1^2 \cdot l_{AO} = 12.56^2 \cdot 0.1 = 15.78 \frac{M}{c^2}$.

Длину отрезка P_a принимаем равной 280 мм. При выполнении графической части работы на листе формата A1 рекомендуется длину отрезка P_a выбирать в пределах от 100 до 300 мм. Масштабный коэффициент плана ускорений:

$$m_a = \frac{a_{AO}^n}{P_a} = \frac{15.78}{280} = 0.05636 \frac{M/c^2}{MM}.$$

Ускорение точки D можно найти, решив графически систему уравнений:

$$\vec{a}_D = \vec{a}_A + \vec{a}_{DA}^n + \vec{a}_{DA}^t;$$

$$\vec{a}_D = \vec{a}_{DO_1}^n + \vec{a}_{DO_1}^t.$$

В этих уравнениях по модулю и направлению известны ускорения:

$$a_{DA}^n = w_2^2 \cdot l_{AD};$$

$$a_{DO_1}^n = w_3^2 \cdot l_{O_1D}.$$

Для нахождения величины угловых скоростей звеньев 2 и 3 используем построенный ранее план скоростей:

$$w_2 = \frac{V_{DA}}{l_{AD}}; \quad w_3 = \frac{V_D}{l_{O_1D}} = \frac{V_C}{l_{O_1C}},$$

где $V_{DA} = ad \cdot m_v = 93.5 \cdot 9.66 \cdot 10^{-3} = 0.904 \frac{M}{c}$;

$$V_D = P_d \cdot m_V = 103 \cdot 9.66 \cdot 10^{-3} = 0.992 \frac{M}{c};$$

$$V_C = P_C \cdot m_V = 87 \cdot 9.66 \cdot 10^{-3} = 0.842 \frac{M}{c}.$$

$$\text{Тогда: } w_2 = \frac{0,904}{0,1} = 9,04 \frac{pad}{c}, \quad w_3 = \frac{0,992}{0,1} = \frac{0,842}{0,085} = 9,91 \frac{pad}{c};$$

$$a_{DA}^n = 9.04^2 \cdot 0.1 = 8.17 \frac{M}{c^2}; \quad a_{DO_1}^n = 9.91^2 \cdot 0.1 = 9.82 \frac{M}{c^2}.$$

Длину отрезков, изображающих на плане ускорений векторы a_{DA}^n и $a_{DO_1}^n$ оп-

ределяем по формулам: $an_{DA} = \frac{a_{DA}^n}{m_a} = \frac{8.17}{0.05636} = 145 \text{ мм};$

$$Pn_{DO_1} = \frac{a_{DO_1}^n}{m_a} = \frac{9.82}{0.05636} = 174.5 \text{ мм}.$$

Из точки a плана проводим отрезок $an_{DA} = 145$ мм по направлению вектора a_{DA}^n - от точки D к точке A . Затем из точки n_{DA} проводим перпендикуляр к отрезку an_{DA} , что представляет собой на плане ускорений направление вектора a_{DA}^t . Из полюса плана ускорений P проводим отрезок Pn_{DO_1} , соответствующий вектору нормального ускорения $a_{DO_1}^n$. Из точки n_{DO_1} (конец вектора $a_{DO_1}^n$) проводим перпендикуляр к отрезку Pn_{DO_1} соответствующий вектору $a_{DO_1}^t$. В пересечении направлений векторов a_{DA}^t и $a_{DO_1}^t$ получили точку d плана ускорений. Отрезок Pd представляет собой вектор a_D .

Аналогично определяем положение точек c и b на плане ускорений. Положение точки c определяем, решая графически следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} \vec{a}_C &= \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^n + \vec{a}_{CD}^t; \\ \vec{a}_C &= \vec{a}_{CO_1}^n + \vec{a}_{CO_1}^t. \end{aligned}$$

Кроме того, положение точки c на плане ускорений можно найти, применив метод подобия.

Для определения ускорения ползуна (положения точки b на плане ускорений) используем уравнение: $\vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{BC}^n + \vec{a}_{BC}^t$. При этом учитываем, что вектор ускорения точки B всегда параллелен направляющей ($\vec{a}_B \parallel O_1x$).

Для обеспечения возможности решения приведённых выше уравнений предварительно определяем численные значения нормальных ускорений:

$$\vec{a}_{CD}^n, \vec{a}_{CO_1}^n, \vec{a}_{BC}^n.$$

$$\text{Из плана скоростей: } w_4 = \frac{V_{BC}}{l_{BC}} = \frac{bc \cdot m_V}{l_{BC}} = \frac{47 \cdot 9.66 \cdot 10^{-3}}{0.35} = 1.29 \frac{pad}{c}.$$

При расчете ускорений точность считается удовлетворительной, если величина расхождения составила не более 6 %.

2.6 Определение сил, приложенных к звеньям механизма

По условию задания учитывается масса звеньев, совершающих плоскопараллельное движение. Для этого задается величина погонной массы q (кг/м). Зная длину звена l , можно рассчитать его массу по формуле $m_i = q \cdot l_i$. Массами звеньев 1, 3, 5 пренебрегаем. К ползуну противоположно направлению его движения прикладывается сила сопротивления движению $F_{сопр}$. В рассматриваемом примере $F_{сопр}=190$ Н, $q = 40$ кг/м. К точке A кривошипа прикладывается искомая уравновешивающая сила $F_{уп}$.

Определяем массы звеньев: $m_2 = l_2 \cdot q = 0.1 \cdot 40 = 4 \text{ кг}$;

$$m_4 = l_4 \cdot q = 0.35 \cdot 40 = 14 \text{ кг}.$$

Определяем силы тяжести: $G_2 = m_2 \cdot g = 4 \cdot 9.81 = 39.24 \text{ Н}$;

$$G_4 = m_4 \cdot g = 14 \cdot 9.81 = 137.34 \text{ Н}.$$

Модуль главного вектора сил инерции звена 2 найдем по формуле:

$$P_2^H = m_2 \cdot a_{s2},$$

где a_{s2} – ускорение центра масс звена 2, $\frac{M}{c^2}$. Определяется оно при помощи плана ускорений.

$$a_{s2} = PS_2 \cdot m_a = 159.5 \cdot 0.0789 = 12.58 \frac{M}{c^2}; \quad P_2^H = 4 \cdot 12.58 = 50.34 \text{ Н}.$$

Аналогично: $P_4^H = m_4 \cdot a_{s4}$,

$$\text{где } a_{s4} = PS_4 \cdot m_a = 57 \cdot 0.0789 = 4.497 \frac{M}{c^2}.$$

$$P_4^H = 14 \cdot 4.479 = 62.96 \text{ Н}.$$

Главный момент сил инерции звена 2 определим по формуле:

$$M_2^H = I_2 \cdot e_2,$$

где I_2 - момент инерции массы звена 2 относительно его центра тяжести, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$I_2 = \frac{m_2 l_2^2}{12} = \frac{4 \cdot 0.1^2}{12} = 0.0033 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

e_2 - угловое ускорение звена 2, $\frac{\text{рад}}{c^2}$; определяется при помощи плана ускорений;

$$e_2 = \frac{a_{DA}^t}{l_2} = \frac{n_{DA} \cdot d \cdot m_a}{l_2} = \frac{40 \cdot 0.05636}{0.1} = \frac{2.25}{0.1} = 22.5 \text{ рад}/c^2.$$

$$M_2^H = 0.0033 \cdot 22.5 = 0.075 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Главный момент сил инерции звена 4: $I_4 = \frac{m_4 l_4^2}{12} = \frac{14 \cdot 0.35^2}{12} = 0.143 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$,

$$\text{где } e_4 = \frac{a_{BC}^t}{l_4} = \frac{n_{BC} \cdot b \cdot m_a}{l_4} = \frac{150 \cdot 0,05636}{0,35} = \frac{8,44}{0,35} = 24,11 \text{ рад/с}^2;$$

$$M_4^u = 0,143 \cdot 24,11 = 3,45 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напоминаем, что направления сил инерции и моментов сил инерции противоположны соответствующим линейным и угловым ускорениям.

2.7 Расчет реакций в кинематических парах и величины уравновешивающей силы методом планов сил

Нахождение величин сил реакций начинаем с наиболее удаленной от кривошипа группы Ассур из звеньев 4 и 5. Вычерчиваем ее в произвольном масштабе и к соответствующим точкам прикладываем все активные силы, реакции связей, силы инерции и указываем направления действия моментов сил инерции (рисунок 2.10).

Так как группа Ассур была изображена в произвольном масштабе, то главный момент сил инерции приводим в соответствие с этим масштабом. Величину приведенного главного момента сил инерции определяем по формуле:

$$M_{4np}^u = M_4^u \frac{CB}{l_4} = 3,45 \cdot \frac{175}{0,35} = 1725 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

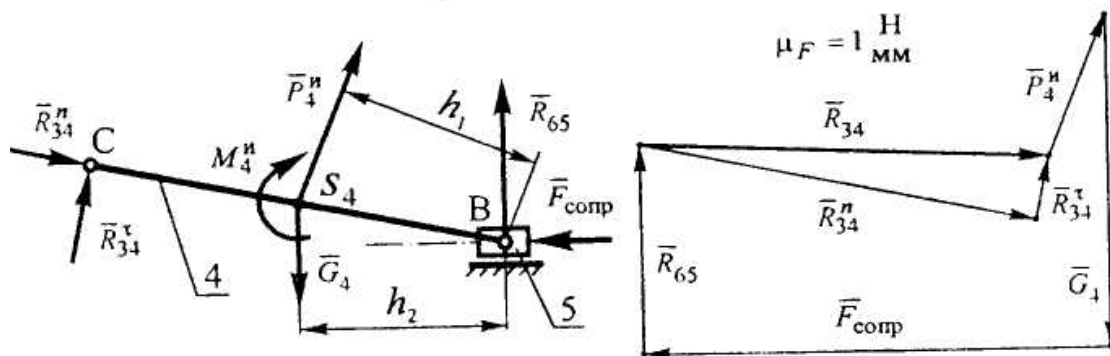


Рисунок 2.10 - Построение плана сил для группы Ассур из звеньев 4 и 5

В соответствии с принципом Даламбера должно выполняться следующее векторное уравнение:

$$\bar{R}_{34}^t + \bar{R}_{34}^n + \bar{P}_4^u + \bar{G}_4 + \bar{R}_{65} + \bar{F}_{comp} = 0.$$

Величину касательной составляющей реакции R_{34} определяем из суммы моментов всех сил относительно точки В:

$$\sum_{i=1}^n M_{iB} = 0; -R_{34}^t \cdot l_4 + G_4 \cdot h_2 - P_4^u \cdot h_1 - M_{4np}^u = 0;$$

$$R_{34}^t = \frac{G_4 h_2 - P_4^u h_1 - M_{4np}^u}{l_4} = \frac{137,34 \cdot 85 - 62,96 \cdot 87 - 1725}{175} = 25,55 \text{ Н}.$$

Длину каждого плеча h_1, h_2, h_4 измеряем линейкой непосредственно на чертеже.

Реакции \bar{R}_{34}^n и \bar{R}_{65} определяем при помощи плана сил (см. рисунок 2.10). Построения начинаем с известной составляющей реакции \bar{R}_{34}^t . Это – сила \bar{R}_{34}^t . Затем последовательно изображаем векторы $\bar{P}_4^u, \bar{G}_4, \bar{F}_{comp}$. Из конца вектора \bar{F}_{comp}

проводим линию, параллельную \bar{R}_{65} , а из начала \bar{R}_{34}^t - параллельную \bar{R}_{34}^n . Точка пересечения этих линий позволяет определить положения и величины векторов сил реакций R_{34}^n и R_{65} .

Масштаб плана сил: $m_F = 1 \frac{H}{мм}$. Измеряя линейкой соответствующие векторы и используя соотношение $F_i = l_{F_j} \cdot m_F$ (l_{F_j} - длина вектора на плане сил в миллиметрах), получаем следующие значения искомых реакций:

$$R_{34}^n = 167H; R_{34} = 169H; R_{65} = 90H.$$

Рассмотрим равновесие группы Ассур, образованной звеньями 2 и 3. В произвольном масштабе вычерчиваем группу Ассур и прикладываем к ней все активные силы, реакции, инерционные нагрузки (рисунок 2.11). Составляем уравнение равновесия:

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t + \bar{P}_2^H + \bar{G}_2 + \bar{R}_{43} + \bar{R}_{63}^t + \bar{R}_{63}^n = 0.$$

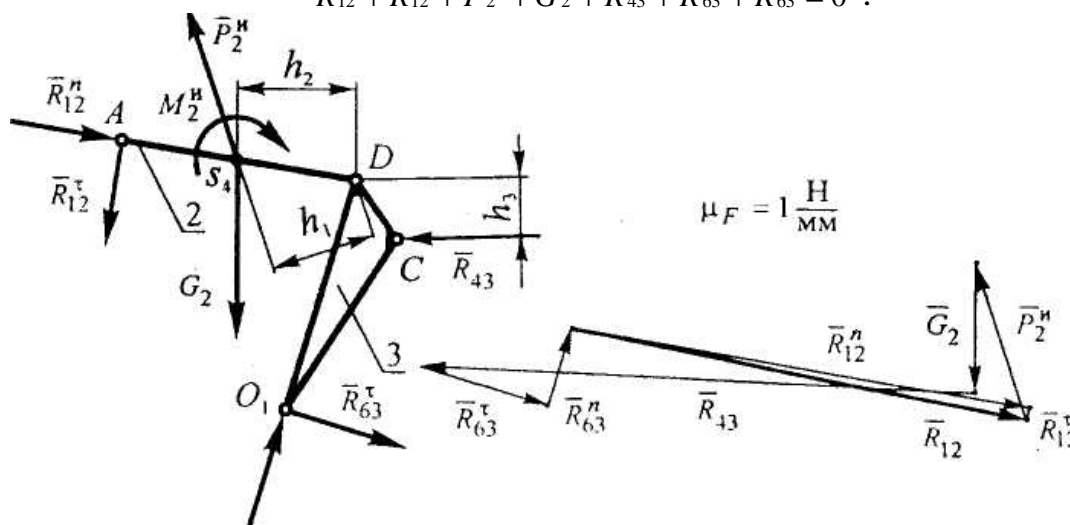


Рисунок 2.11 - Построение плана сил для группы Асура из звеньев 2 и 3.

Исходя из того, что после приложения инерционных нагрузок звено 2 считается находящимся в состоянии равновесия, касательную составляющую реакции R_{12} можно определить из следующего уравнения:

$$\sum_{i=1}^n M_{iD} = 0; R_{12}^t \cdot l_2 - P_2^H \cdot h_1 + G_2 \cdot h_2 - M_{2np}^H = 0.$$

$$\text{где } M_{2np}^u = M_{2np}^H \cdot \frac{AD}{l_2} = 0.075 \cdot \frac{100}{0.1} = 75H \cdot \text{мм}.$$

Решая уравнение, получим:

$$R_{12}^t = \frac{P_2^H h_1 - G_2 h_2 + M_{2np}^H}{l_2} = \frac{50,34 \cdot 43 - 39,24 \cdot 48 + 75}{100} = 3,56 \text{ Н}.$$

Касательную составляющую реакции R_{63} определим из аналогичного уравнения равновесия для звена 3:

$$\sum_{i=1}^n M_{iD} = 0; R_{63}^t \cdot l_{O_1D} - R_{43} \cdot h_3 = 0, R_{63}^t = \frac{R_{43} h_3}{l_{O_1D}} = \frac{169 \cdot 23}{100} = 38,9H.$$

Для группы Ассура, образованной звеньями 2 и 3, строим план сил в масштабе $m_F = 1 \frac{H}{мм}$. Из плана сил определяем величину реакции R_{12}

$$R_{12} = l_{R12} \cdot m_F = 143 \cdot 1 = 143H.$$

Величину уравновешивающей силы найдем, рассматривая равновесие ведущего звена (кривошипа). Для этого в произвольном масштабе изображаем ведущее звено и прикладываем в точке A силу F_{yp} и реакцию R_{21} ($\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$). В соответствии с принципом Даламбера имеем:

$$\sum_{i=1}^n M_{iO} = 0; \quad R_{12} \cdot h_1 - F_{yp} \cdot OA = 0,$$

$$F_{yp} = \frac{R_{12} \cdot h_1}{OA} = \frac{143 \cdot 53}{70} = 108.3H.$$

2.8 Определение величины уравновешивающей силы методом Н.Е. Жуковского

Строим в произвольном масштабе план скоростей, повернутый на 90° относительно своего начального положения. К соответствующим точкам прикладываем активные силы и инерционные нагрузки (**рисунок 2.13**). Действие главных моментов сил инерции учитываем приведением этих моментов в соответствие с масштабом повернутого плана скоростей (этот метод был использован при расчете реакций в кинематических парах) или представляем момент в виде пары сил. Для того чтобы привести пример подобного расчета, используем второй способ.

$$F'_{2II} = F''_{2II} = \frac{M_2^{II}}{l_2} = \frac{0.075}{0.1} = 0.75H; \quad F'_{4II} = F''_{4II} = \frac{M_4^{II}}{l_4} = \frac{3.45}{0.35} = 9.86H.$$

Составляем уравнение моментов всех сил относительно полюса повернутого плана скоростей:

$$\sum_{i=1}^n M_{iP} = 0;$$

$$-G_2 \cdot h_1 + G_4 \cdot h_2 + F'_{2II} \cdot h_3 + F''_{2II} \cdot h_4 - P_2^{II} \cdot h_5 - F''_{4II} \cdot h_6 - F'_{4II} \cdot h_7 + P_4^{II} \cdot h_8 - F_{comp.} \cdot h_9 + F_{yp.} \cdot h_{10} = 0;$$

$$F_{yp.} = \frac{1}{h_{10}} (G_2 \cdot h_1 - G_4 \cdot h_2 - F'_{2II} (h_3 + h_4) + P_2^{II} \cdot h_5 + F''_{4II} (h_6 + h_7) - P_4^{II} \cdot h_8 + F_{comp.} \cdot h_9) =$$

$$= \frac{1}{200} (39.24 \cdot 27.5 - 137.34 \cdot 37 - 0.75(124.5 + 20) + 50.34 \cdot 28.5 + 9.86(21 + 47) -$$

$$- 62.96 \cdot 14 + 190 \cdot 128.5) = 107.6H.$$

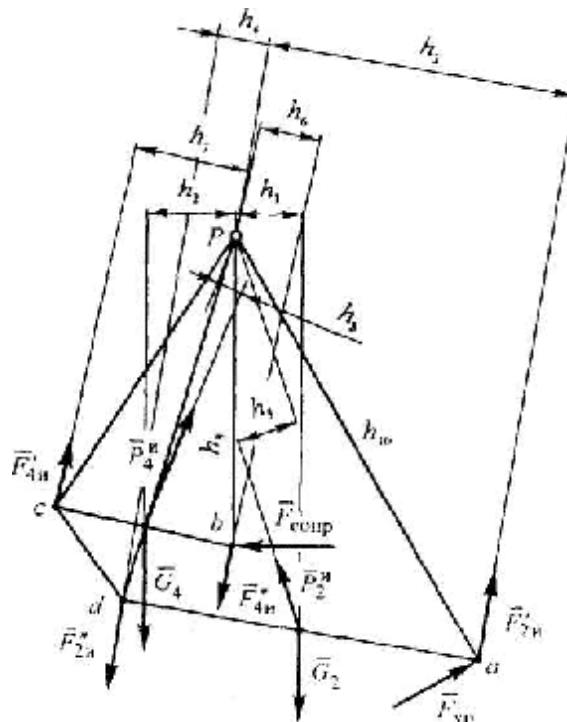


Рисунок 2.13 - Рычаг Жуковского.

Расхождение результатов при определении величины уравновешивающей силы различными способами:

$$\frac{108,3 - 107,6}{108,3} 100\% = 0,65\%$$

Точность считается удовлетворительной, если расхождение результатов составляет не более 8%.

2.9 Расчет величины уравновешивающего момента и потребной мощности двигателя в исследуемом положении механизма

Определяем величину уравновешивающего момента по формуле:

$$M_{ур.} = F_{ур.} \cdot l_1 = 108 \cdot 0,1 = 10,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Потребная мощность двигателя для второго положения механизма:

$$N = M_{ур.} \cdot \omega_1 = 10,8 \cdot 12,56 = 135,65 \text{ Вт} = 0,136 \text{ кВт}.$$

Кроме того, потребную мощность двигателя можно было найти по формуле:

$$N = F_{ур.} \cdot V_A = 108 \cdot 1,256 = 135,65 \text{ Вт} = 0,136 \text{ кВт}.$$

Расчет закончен.

3 КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА ДЛЯ СТУДЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКИХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ

3.1 Структурный и кинематический анализ и синтез механизмов

Контрольная работа состоит из четырех задач, в первой проводится структурный анализ схемы пространственного механизма манипулятора промышленного робота, во второй - определяется передаточное сложного зубчатого механизма, в третьей – выполняется проектирование схемы одного рычажного механизма.

Вариант контрольной работы выбирается по предпоследней цифре шифра студента, а вариант числовых значений определяется последней цифрой шифра.

ВАРИАНТ 0

Задача 1. Определить число степеней свободы и маневренность пространственного механизма манипулятора промышленного робота (рис.3.1,0).

Задача 2. В четырехскоростной планетарной коробке передач (рис.3.2,0; табл.3.1) при первой передаче включаются тормоза T_1 и T_2 , при второй – тормоз T_1 и муфта M_2 , при третьей – тормоз T_2 и муфта M_1 , при четвертой – муфты M_1 и M_2 . Определить значения передаточных отношений при различных передачах и частоты вращения вала H_2 , если числа зубьев колес z_1, z_3, z_4, z_6 и частота вращения входного вала n_1 .

Задача 3. Спроектировать схему механизма шарнирного четырехзвенника (рис.3.3,0; табл.3.2) по трем положениям кривошипа AB и трем положениям плоскости коромысла CD . Положения кривошипа задаются углами a_1, a_2, a_3 , а положения плоскости коромысла – в виде трех последовательных положений прямой DF (углы y_1, y_2, y_3), принадлежащей этой плоскости. Даны размеры l_{AB} и $l_{AD} = l_{DF}$. Определить длины шатуна и коромысла l_{BC} и l_{CD} , а также угол CDF .

Таблица 3.1

Параметры	Виды числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	25	24	22	21	20	19	18	17	16	15
z_3	91	96	78	85	70	75	66	65	64	61
z_4	90	96	80	84	63	64	58	59	60	27
z_6	46	48	42	40	35	32	28	29	30	27
n_1 , об/мин	2800	3000	2900	3100	2500	3000	2700	2800	3000	3200

Таблица 3.2

Параметры	Виды числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l_{AB} , мм	40	35	45	60	42	70	80	56	65	100
l_{AD} , мм	100	100	100	150	120	156	200	160	190	250
a_1 , град	120	115	135	120	115	135	120	115	135	120

$a_2, \text{град}$	90	100	90	90	100	90	90	100	90	90
$a_3, \text{град}$	60	75	45	60	75	45	60	75	45	60
$y_1, \text{град}$	100	110	105	100	110	105	100	110	105	100
$y_2, \text{град}$	80	95	75	80	95	75	80	95	75	80
$y_3, \text{град}$	60	80	45	60	80	45	60	80	45	60

ВАРИАНТ 1

Задача 1. Для пространственного механизма манипулятора робота (см. рис.3.1,1) определить число степеней свободы и маневренность.

Задача 2. Для механизма замкнутого дифференциального зубчатого редуктора (см. рис. 3.2,1;табл.3.3) определить передаточное отношение от входа вала 1 к валу подвижного корпуса – барабана 5 и частоту вращения барабана. Известны числа зубьев колес $z_1 = z_2' = z_3', z_2 = z_4$ и частота вращения вала 1. При решении задачи учесть условия соосности механизма, считая, что все колеса нарезаны без смещения инструмента, а их модули одинаковые.

Таблица 3.3

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	10	11	12	13	14	13	12	11	10	14
z_2	26	33	30	28	32	30	35	32	28	35
$n_1, \text{об/мин}$	1500	1600	1700	1800	1900	2000	1800	1700	1600	1500

Задача 3. Спроектировать схему механизма шарнирного четырехзвенника (см. рис.3.3, 4, табл.3.4) по заданному коэффициенту изменения средней скорости коромысла CD , равному $K=1$, длине коромысла l_{CD} , углам наклона коромысла к стойке в крайних положениях y_3' и y_3'' . Определить длины кривошипа l_{AB} , шатуна l_{BC} и стойки l_{AD} . Установить значения экстремальных углов передачи m_{\min} и m_{\max} .

Таблица 3.4

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{CD}, \text{мм}$	100	110	75	130	150	120	90	80	125	140
$y_3', \text{град}$	30	40	30	20	30	40	30	20	30	40
$y_3'', \text{град}$	90	100	80	120	90	100	80	120	90	100

ВАРИАНТ 2

Задача 1. Определить число степеней свободы и маневренность пространственного механизма манипулятора промышленного робота (см. рис.3.1,2).

Задача 2. В двухскоростной планетарной коробке передач (см. рис. 3.2,2; табл.3.5) определить передаточные отношения от колеса 1 к колесу 6 и скорости вращения колеса 6:

а) при заторможенном водиле Н1 (первая передача); б) при заторможенном водиле Н2 (вторая передача). Известны числа зубьев колес z_1, z_2, z_4, z_5 и скорость вращения w_1 колеса 1. Незаданные значения чисел зубьев определяются из условий соосности редуктора в предположении, что все колеса нарезаны без смещения инструмента и имеют одинаковые модули.

Таблица 3.5

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	17	20	17	21	17	18	20	17	18	17
z_2	29	40	32	40	36	36	42	42	38	43
z_4	24	17	18	17	18	20	17	18	17	18
z_5	36	28	42	34	37	45	38	39	45	40
$w_1, рад/с$	70	90	150	300	150	90	70	90	150	300

Задача 3. Спроектировать схему кривошипно-ползунного механизма (см. рис. 3.3, 2; табл. 3.6) по трем заданным положениям плоскости кривошипа АВ и трем положениям ползуна С, т.е. определить длины звеньев l_{AB} и l_{BC} и угол ВАЕ. Положения плоскости кривошипа задаются в виде трех последовательных положений прямой АЕ (углы j_1, j_2, j_3), принадлежащей этой плоскости, а положения ползуна – эксцентриситетом l_{AD} и расстояниями $l_{DC1}, l_{DC2}, l_{DC3}$. Задана длина отрезка l_{AE} .

Таблица 3.6

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$j_1, град$	120	130	110	120	130	120	110	120	130	110
$j_2, град$	90	100	80	90	100	90	80	90	100	80
$j_3, град$	60	70	50	60	70	60	50	60	70	50
$l_{AD}, мм$	10	10	15	20	0	25	20	15	0	30
$l_{DC1}, мм$	64	80	68	128	120	160	90	96	140	135
$l_{DC2}, мм$	89	100	83	178	150	222	110	133	175	165
$l_{DC3}, мм$	114	120	98	228	180	285	130	170	210	195
$l_{AE}, мм$	100	120	100	170	150	200	120	140	175	170

ВАРИАНТ 3

Задача 1. Для пространственного механизма манипулятора промышленного робота (см. рис.3.1,3) определить число степеней свободы и маневренности.

Задача 2. В замкнутом дифференциальном зубчатом соосном редукторе (см. рис. 3.2,3; табл. 3.7) определить передаточное отношение от вала 1 к валу подвижного корпуса-барабана 3 и скорость вращения барабана. Известны числа зубьев колес $z_1 = z'_2 = z_5, z_2 = z_4$ и скорость вращения вала 1. Для определения заданных чисел зубьев воспользоваться условиями соосности редуктора, что колеса нарезаны без смещения инструмента, а их модули одинаковые.

Таблица 3.7

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	10	11	12	13	14	13	12	13	14	10
z_2	28	32	35	30	35	28	30	28	32	26
$w_1, \text{рад/с}$	150	160	170	180	190	200	180	170	160	150

Таблица 3.8

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{C1C2}, \text{мм}$	60	40	40	50	55	50	48	65	60	50
$e, \text{мм}$	25	20	15	20	15	25	18	25	30	20
K	1,2	1,3	1,4	1,5	1,2	1,3	1,4	1,5	1,3	1,2

Задача 3. Спроектировать схему кривошипно-ползунного механизма (см. рис. 3.3,3; табл. 3.8) по заданному коэффициенту изменения средней скорости ползуна K, ходу ползуна l_{C1C2} и смещению направляющей e . Определить длины кривошипа и шатуна l_{AB} и l_{BC} .

ВАРИАНТ 4

Задача 1. Определить число степеней свободы и маневренность пространственного механизма манипулятора промышленного робота (см. рис. 3.1,4).

Задача 2. В механизме замкнутого дифференциального зубчатого редуктора (см. рис. 3.2,4; табл. 3.9) определить передаточное отношение от входного вала 1 к валу подвижного корпуса-барабана 5 и частоту вращения барабана, если заданы числа зубьев колес $z_1 = z'_2 = z'_3, z_2 = z_3 = z_4$ и частота вращения вала 1. При решении задачи учесть условия соосности механизма, считая, что все колеса нарезаны без смещения инструмента, а их модули одинаковые.

Таблица 3.9

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	10	11	12	13	14	15	15	14	13	12
z_2	30	33	36	39	38	40	35	40	36	34
n_1 , об/мин	1500	1600	1700	1800	2000	1900	1800	1700	1600	1500

Задача 3. Спроектировать схему механизма шарнирного четырехзвенника (см. рис. 3.3,4; табл. 3.10), у которого коромысло CD в крайних положениях наклонено к стойке AD под углами y'_3 и y''_3 . Длины стойки и коромысла равны l_{AD}, l_{CD} . Определить длины кривошипа и шатуна l_{AB}, l_{BC} , а также экстремальные значения углов передачи m_{\min} и m_{\max} .

Таблица 3.10

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l_{AD} , мм	125	100	140	110	100	130	145	100	150	120
l_{CD} , мм	95	60	100	77	75	80	100	70	110	70
y'_3 , град	45	30	40	35	45	30	35	40	45	30
y''_3 , град	120	110	100	95	120	110	95	100	120	110

ВАРИАНТ 5

Задача 1. Для пространственного механизма манипулятора промышленного робота (см. рис. 3.1,5) определить число степеней свободы и маневренность.

Задача 2. В двухскоростной планетарной коробке передач (см. рис. 3.2,5; табл. 3.11) определить передаточные отношения от колеса 1 к водилу H_2 и частоты вращения водила H_2 : а) при заторможенном водиле H_1 (первая передача); б) при заторможенном колесе $3'$ (вторая передача).

Известны числа зубьев колес z_1, z_2, z'_3, z_4 и частота вращения n_1 колеса 1. Незаданные значения чисел зубьев определяются из условий соосности редуктора в предположении, что все колеса нарезаны без смещения инструмента и имеют одинаковые модули.

Таблица 3.11

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	20	17	18	20	18	17	17	24	17	18
z_2	45	30	39	42	38	34	36	36	45	40
z_3	17	18	17	18	17	18	18	18	18	17
z_4	45	29	38	42	36	33	36	37	42	39
n_1 , об/мин	150	900	700	140	280	900	700	900	150	280

Задача 3. Спроектировать схему механизма шарнирного четырехзвенника (см. рис. 3.3,5; табл. 3.12) по заданному коэффициенту изменения средней скорости коромысла CD, равному K. Заданы размеры стойки и коромысла l_{AD} и l_{CD} , угол наклона коромысла к стойке в одном из крайних положений γ'_3 . Определить длину кривошипа l_{AB} , длину шатуна l_{BC} и экстремальные углы передачи m_{\min} и m_{\max} .

Таблица 3.12

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AD}, мм$	140	115	11	130	100	150	125	135	130	145
$l_{CD}, мм$	100	85	580	100	75	110	95	100	90	105
K	1,5	1,4	1,3	1,2	1,5	1,4	1,2	1,3	1,5	1,4
$\gamma'_3, мм$	45	50	55	60	45	50	60	55	45	50

ВАРИАНТ 6

Задача 1. Определить число степеней свободы и маневренность пространственного механизма манипулятора промышленного робота (см. рис. 3.1,6).

Задача 2. Для замкнутого дифференциального зубчатого редуктора (см. рис. 3.2,6; табл. 3.13) определить передаточное отношение от входного вала 1 к выходному барабану 3 и скорость вращения барабана, если заданы числа зубьев колес $z_1 = z'_2 = z_5, z_2 = z_4$ и скорость вращения вала 1. Незаданные значения чисел зубьев определяются из условий соосности редуктора в предположении, что все колеса нарезаны без смещения инструмента и имеют одинаковые модули.

Таблица 3.13

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	15	14	13	12	11	10	14	10	12	13
z_2	35	32	28	30	33	25	30	28	26	26
$w_1, рад/с$	250	300	150	200	250	300	150	200	250	300

Задача 3. Спроектировать схему механизма шарнирного четырехзвенника (см. рис. 3.3,6; табл. 3.14) по заданному коэффициенту изменения средней скорости коромысла CD, равному K. Задан размер коромысла l_{CD} , угол размаха коромысла γ_{MAX} и значения допускаемого угла передачи $m_{дон}$. Приближено счи-

тать, что $m_{дон.}$ имеет место в одном из крайних положений коромысла. Определить длины кривошипа l_{AB} , шатуна l_{BC} и стойки l_{AD} .

Таблица 3.14

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
К	1,25	1,3	1,4	1,5	1,45	1,35	1,25	1,2	1,3	1,4
$u_{MAX}, град$	50	60	70	85	75	65	55	50	65	75
$m_{дон.}, град$	36	35	30	25	30	35	40	35	30	30
$l_{CD}, мм$	50	66	60	65	70	75	60	55	70	80

ВАРИАНТ 7

Задача 1. Для пространственного механизма манипулятора промышленного робота (см. рис. 3.1,7) определить число степеней свободы и маневренность.

Задача 2. Коробка передач (см. рис. 3.2,7; табл. 3.15) с помощью устройств управления (Т и М) может преобразовываться в планетарный или дифференциальный механизм. Определить передаточное отношение от входного колеса 1 к водилу Н и частоту вращения водила n_H :

- при включенном тормозе Т и выключенной муфте М;
- при включенной муфте М и выключенном тормозе Т.

Найти также частоту вращения водила по заданной частоте вращения колес 1 и 3 при выключенных Т и М. При решении задачи число зубьев колеса 1 определить из условия соосности, считая, что все колеса нарезаны без смещения инструмента.

Таблица 3.15

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_2	11	20	16	11	17	12	15	14	19	21
z_3	12	15	14	18	16	21	14	28	17	30
$n_1, об/мин$	100	150	1200	2000	600	300	800	2500	400	1000
$n_2, об/мин$	300	400	800	600	1000	700	1800	500	400	900

Задача 3. Спроектировать схему механизма (см. рис. 3.3,7; табл. 3.16) с двойным ходом ползуна кривошипно-ползунной части по заданному максимальному расстоянию L между центрами шарниров В и Е на ползунах, коэффициенту изменения средней скорости К кулисы ВС и ходу Н ползуна. При проектировании учитывать, что центры шарниров А,С и Е лежат на одной

прямой; длину шатуна DE принять равной $l_{DE} = 3l_{DC}$. Определить длины $l_{AB}, l_{AC}, l_{DC}, l_{DE}$.

Таблица 3.16

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
К	1,8	2,2	1,7	2,5	2,1	3,0	1,6	2,7	1,5	2,8
L, мм	960	520	730	500	580	580	1860	600	340	720
мм	20	15	12	18	16	30	28	32	10	25

ВАРИАНТ 8

Задача 1. Определить число степеней свободы и маневренность пространственного механизма манипулятора промышленного робота (см. рис. 3.1,8).

Задача 2. Коробка передач (см. рис. 3.2,8; табл. 3.17) с помощью устройств управления (Т и М) может преобразовываться в планетарный или дифференциальный механизм. Определить передаточное отношение от колеса 1 к водилу Н и скорость вращения водила w_H :

а) при включенном тормозе Т и выключенной муфте М; б) при включенной муфте М и выключенном тормозе Т.

Определить также скорость вращения водила w_H по заданной скорости вращения колес 1 и 3 при выключенных Т и М. Необходимое для решения задачи значение числа зубьев колеса 3 (z_3) определить из условия соосности, считая, что все колеса нарезаны без смещения инструмента.

Таблица 3.17

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	24	15	22	18	14	20	17	11	13	21
z_2	40	24	30	25	16	28	30	18	22	15
$w_1, \text{рад/с}$	20	110	40	60	200	80	150	70	130	160

Задача 3. Спроектировать схему механизма шарнирного четырехзвенника (см. рис. 3.3,8; табл. 3.18) по заданной длине l_{CD} коромысла, углами его наклона к стойке в крайних положениях u_1 и u_2 , длине стойки l_{AD} , экстремальным значениям углов передачи m_{\min} и m_{\max} . Определить длину кривошипа l_{AB} и шатуна l_{BC} .

Указания. При решении задачи необходимо предварительно уяснить, при каких положениях кривошипа углы передачи будут иметь экстремальные значения.

чения. При этом необходимо исходить из соответствия угла, заключенного между двумя равными сторонами в двух треугольниках противоположной стороне. Следует также уяснить, при каких взаимных положениях кривошипа и шатуна коромысло будет занимать крайние положения.

Таблица 3.18

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{CD}, мм$	60	100	250	360	120	80	180	200	155	125
$У_1, град$	50	40	68	45	50	65	45	42	63	70
$У_2, град$	100	120	108	90	100	115	90	118	113	110
$l_{AD}, мм$	80	120	280	400	160	80	200	240	165	140
$m_{min}, мм$	42	27	33	41	42	28	40	26	27	34
$m_{max}, мм$	87	95	62	83	87	64	82	94	65	63

ВАРИАНТ 9

Задача 1. Для пространственного механизма манипулятора робота (см. рис. 3.1,9) определить число степеней свободы и маневренность.

Задача 2. Для сдвоенного планетарного механизма с плавающим водилом Н (см. рис. 3.2,9; табл. 3.19) определить передаточное отношение колеса 1 к колесу 4 и частоту вращения колеса 4. Известны числа зубьев колес z_1, z_2, z'_2 и частота вращения n_1 колеса 1. Незаданные значения чисел зубьев определить из условия соосности, считая, что все колеса нарезаны без смещения инструмента, а модули колес одинаковы.

Таблица 3.19

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	26	15	12	17	18	13	16	20	14	21
z_2	32	18	20	26	20	19	22	28	30	24
z'_2	28	14	15	21	16	12	18	22	26	17
$n_1, об/мин$	2000	600	1200	1500	800	1800	900	1400	2200	700

Задача 3. Спроектировать схему механизма качающегося конвейера (см. рис. 3.3,9; табл. 3.20), если задано максимальное расстояние L ползуна от центра шарнира D коромысла, ход ползуна H , длина коромысла l_{BC} и его угловая координата $у_0$ в крайнем правом положении, относительные координаты x и y шарнира D . Определить длины шатунов l_{CE} и l_{BC} и кривошипа l_{AB} , а также углы поворота кривошипа при прямом и обратном ходе ползуна.

Таблица 3.20

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
L, мм	1040	1245	1100	1270	1295	1880	1820	1490	1510	1640
H, мм	260	380	350	370	325	600	440	380	470	430
$l_{CB}, мм$	400	450	350	550	475	620	550	480	570	600
$U_0, град$	70	65	60	70	70	50	50	55	55	45
X, мм	60	80	60	65	50	90	70	80	75	60
Y, мм	300	350	400	340	420	450	390	360	410	310

УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

При структурном анализе схемы пространственного механизма манипулятора промышленного робота с несколькими степенями свободы в первой задаче каждого варианта следует указать стойку и подвижные звенья, которые можно обозначить арабскими цифрами, установить виды кинематических пар и обозначить все пары римскими цифрами. Число степеней свободы манипулятора определяется по формуле для пространственных механизмов. Под маневренностью m манипулятора понимается его число степеней свободы при неподвижном захвате.

Во второй задаче работы рассматриваются планетарные, дифференциальные или замкнутые дифференциальные механизмы.

При анализе коробки передач, представляющей собой зубчатый механизм с несколькими степенями свободы, надо составить схемы передачи движения от входного вала к выходному для каждой передачи и определить соответствующие передаточные отношения.

Анализ замкнутого дифференциального механизма целесообразно начать с выяснения его структуры. Следует выделить в механизме дифференциальную часть (сателлит, водило, центральные колеса) и замыкающую зубчатую передачу. Затем составляется соотношение, связывающее скорости звеньев дифференциальной части механизма и соотношение для скорости замыкающей передачи. Из этих соотношений можно получить выражение для искомого передаточного отношения замкнутого дифференциального механизма. При графическом определении передаточного отношения используется план скоростей зубчатого механизма.

Для определения передаточного отношения дифференциального механизма с двумя заблокированными звеньями также следует воспользоваться соотношениями, связывающими скорости его звеньев.

В третьей задаче работы решается задача проектирования рычажного механизма по заданным положениям его звеньев. При решении применяются графические или графо-аналитические методы, изложенные в учебниках.

Условия задач, пояснения к решениям, необходимые уравнения и расчеты приводятся в пояснительной записке. В ней указывается и литература, использованная при выполнении работы, в том числе методические указания и задания.

Все графические построения выполняются на стандартных листах чертежной или миллиметровой бумаги с соблюдением правил машиностроительного черчения и вклеиваются в записку.

Выполненная контрольная работа должна быть выслана в институт на рецензирование. Работа, оформленная небрежно и без соблюдения предъявляемых к ней требований, не рассматривается и не зачитывается. Прошедшие рецензирование и зачтенные контрольные работы студент обязан предъявить на экзамен для собеседования. Без контрольных работ студент к экзаменам не допускается.

Задача 4. Задача выбирается в соответствии с вашим вариантом. В этой задаче проводится структурный анализ. Решение задач на эту тему заключается в определении степени подвижности механизма и разбивке механизма на группы Ассура, а именно:

1. Определяется степень подвижности механизма.
2. Подсчитывается количество кинематических пар.
3. Механизм разбивается на группы Ассура.
4. Записывается структурная формула, соответствующая механизму при входном звене.

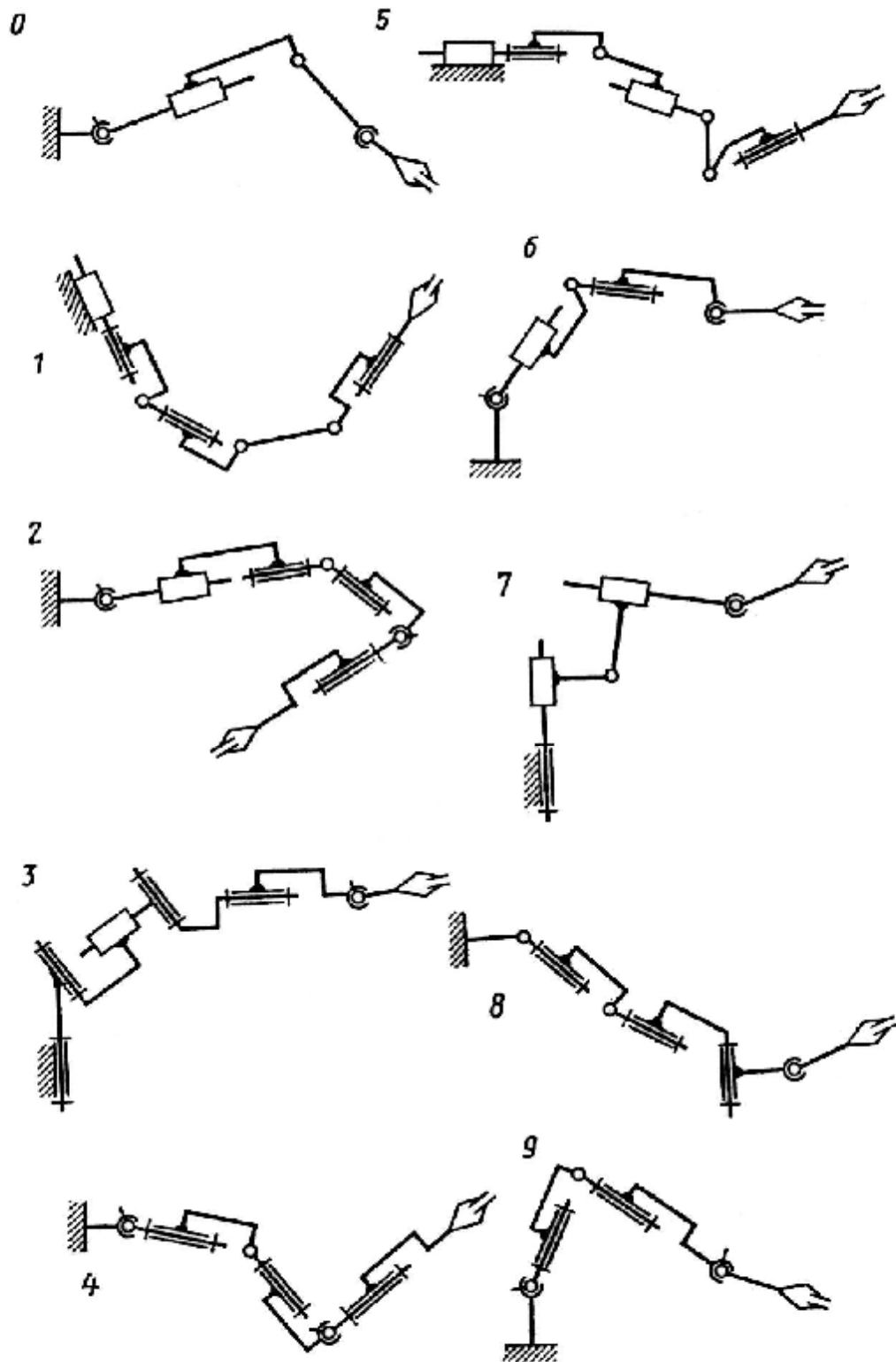


Рисунок 3.1 - Структурные схемы манипуляторов промышленных роботов

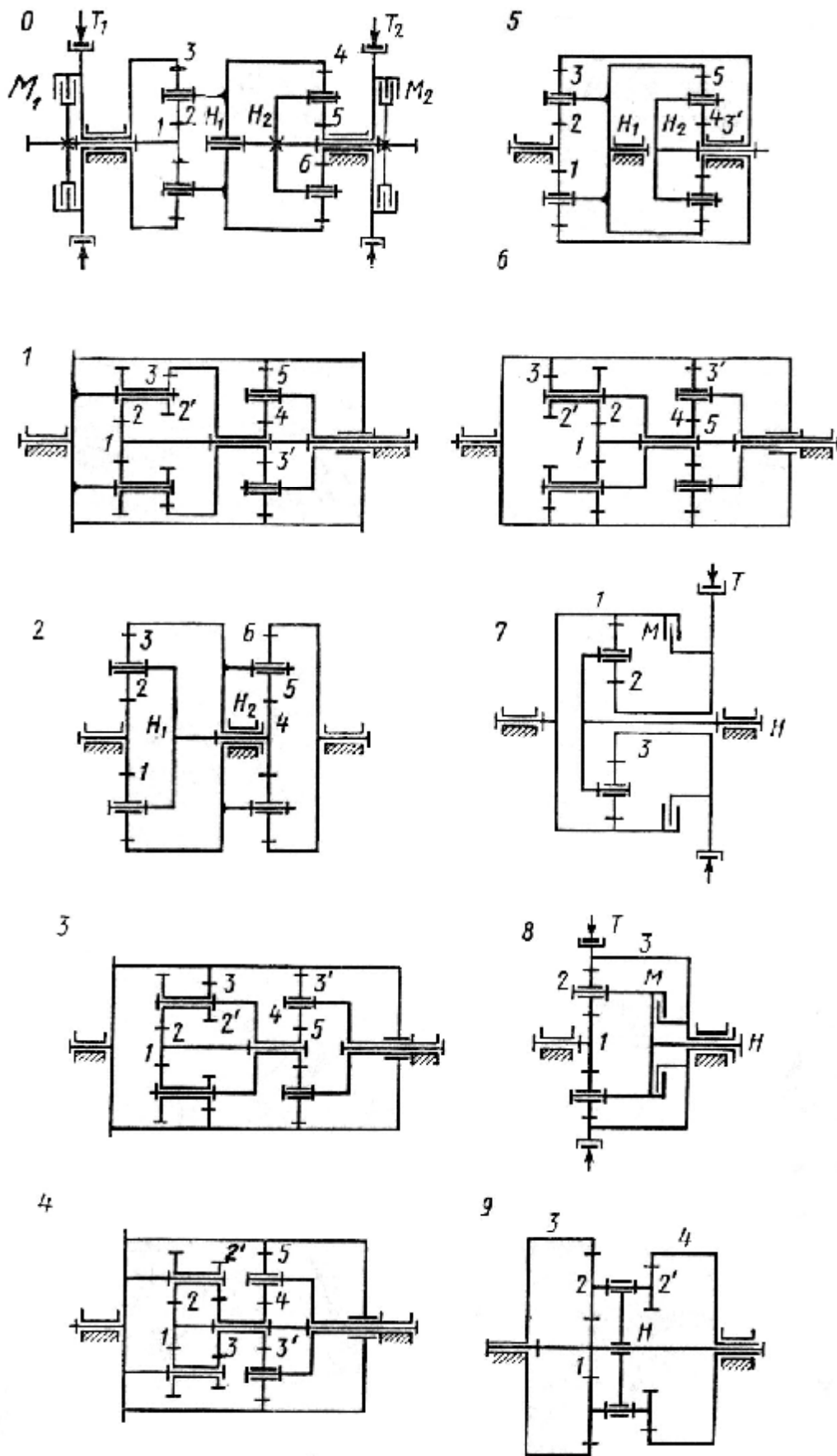


Рисунок 3.2 - К определению передаточных отношений в зубчатых механизмах

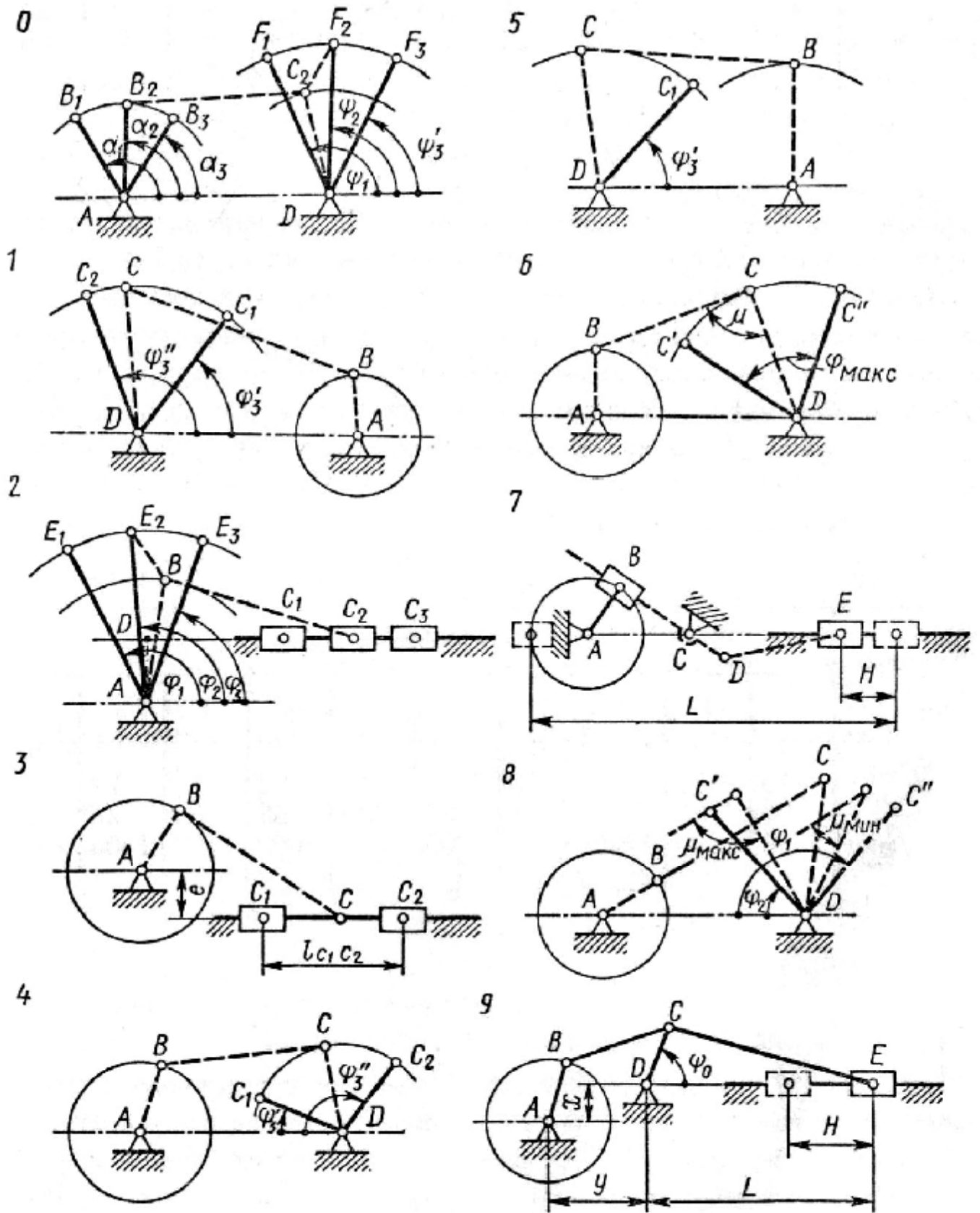


Рисунок 3.3 - К проектированию схем рычажных механизмов по положениям звеньев

3.2 Контрольная работа для студентов технологических специальностей

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

В зависимости от специальности студенты заочного отделения выполняют одну или две контрольные работы, которые заключаются в решении некоторых или всех задач из пяти, приведенных ниже.

Объём и содержание контрольных работ доводятся до сведения студентов на установочной лекции. В каждой задаче номер задания соответствует предпоследней цифре шифра студента, а числовой вариант – последней цифре.

ЗАДАЧА 1

В этой задаче цифровые значения отсутствуют, поэтому здесь нужно выбирать только номер задания, который соответствует предпоследней цифре шифра. Решение задачи заключается в структурном анализе плоской кинематической цепи с низшими парами. Здесь сначала необходимо определить степень подвижности по формуле П.Л. Чебышева и затем разбить эту цепь на структурные группы. Сначала вычерчиваются механизмы первого класса (входные звенья), количество которых соответствует степени подвижности этой кинематической цепи.

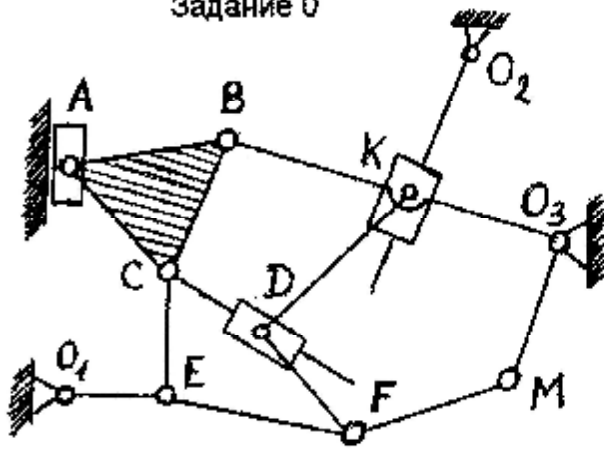
Все звенья кинематической цепи необходимо пронумеровать, причем, все стойки лучше обозначить цифрой 0. При вычерчивании механизмов первого класса и групп Асура необходимо все звенья вычерчивать в соответствии с их расположением в схеме. При этом нужно сохранять нумерацию звеньев и буквенные обозначения кинематических пар.

ЗАДАЧА 2

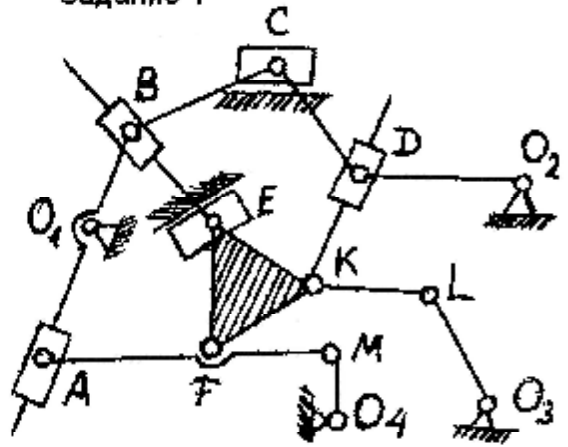
Эта задача состоит из двух частей: первая часть – кинематический анализ. Первая часть выполняется по заданным условиям задачи и параметрам, приведенным в таблице. Вторая часть выполняется по механизму, спроектированному в первой части задачи.

Для этого необходимо провести окружность из центра A радиусом AB , построить одно из крайних (мертвых) положений механизма и, приняв его за нулевое, построить 12 положений механизма через каждые 30° поворота кривошипа. Нумерацию положений точки B производить в направлении, противоположном ходу часовой стрелки. Затем для положения, соответствующего числовому варианту (последней цифре шифра), построить план скоростей и план ускорений. Общие данные для всех заданий и вариантов: угловая скорость кривошипа равна 10 Рад/с и направлена против хода часовой стрелки.

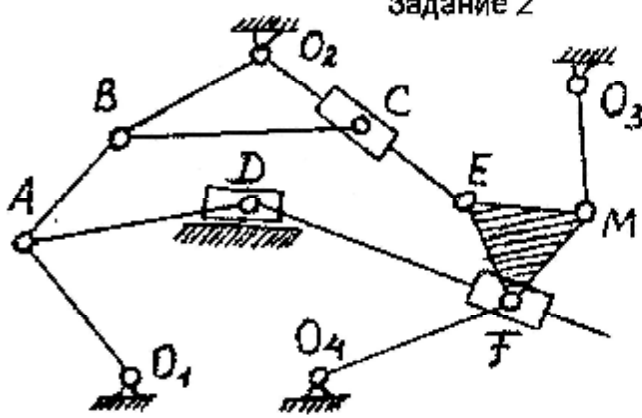
Задание 0



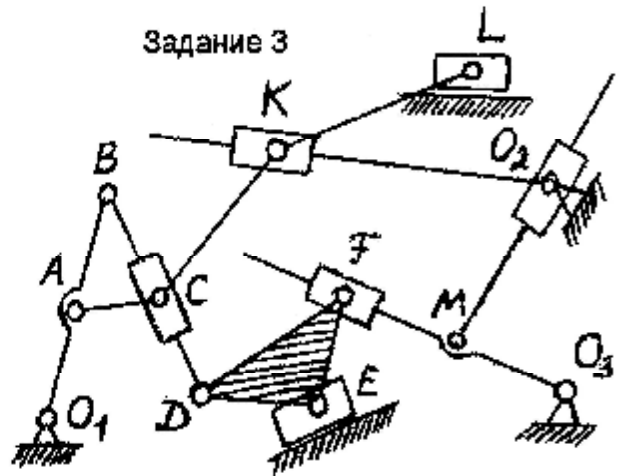
Задание 1



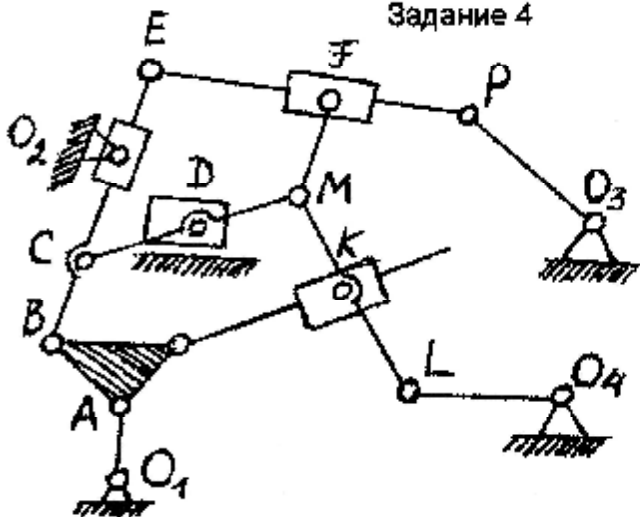
Задание 2



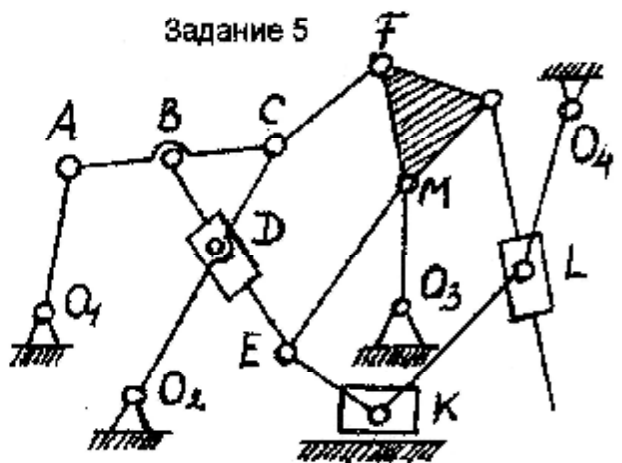
Задание 3

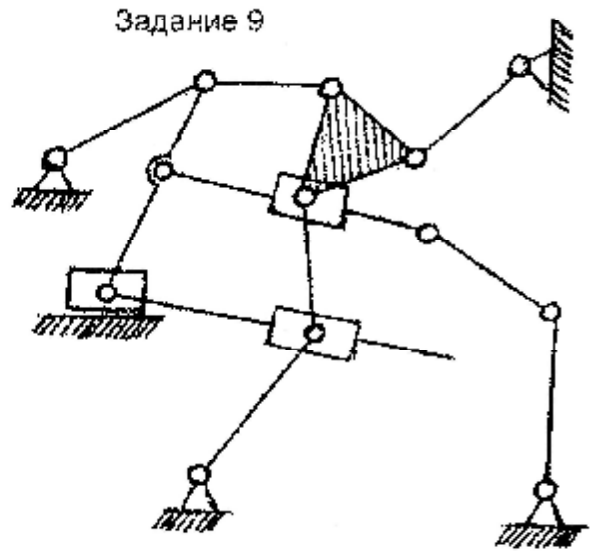
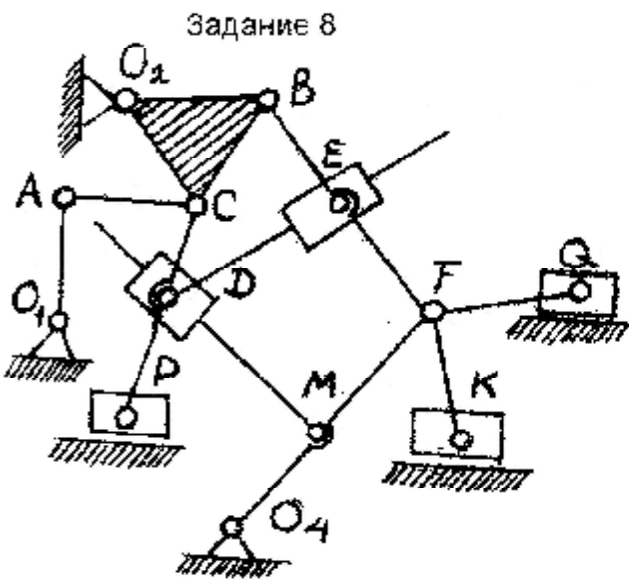
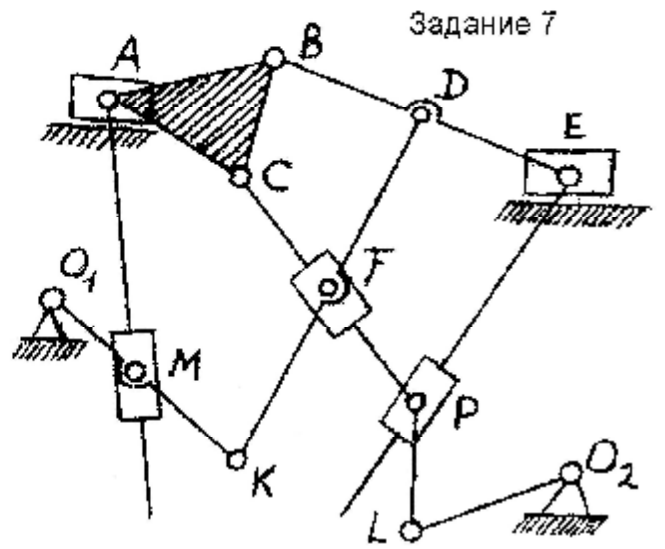
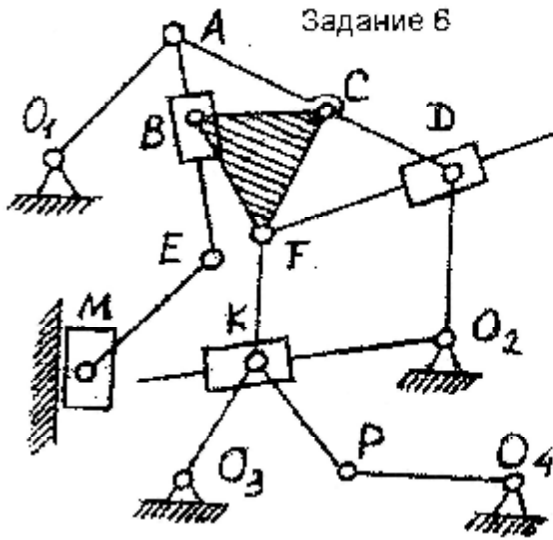


Задание 4



Задание 5





Задача 2

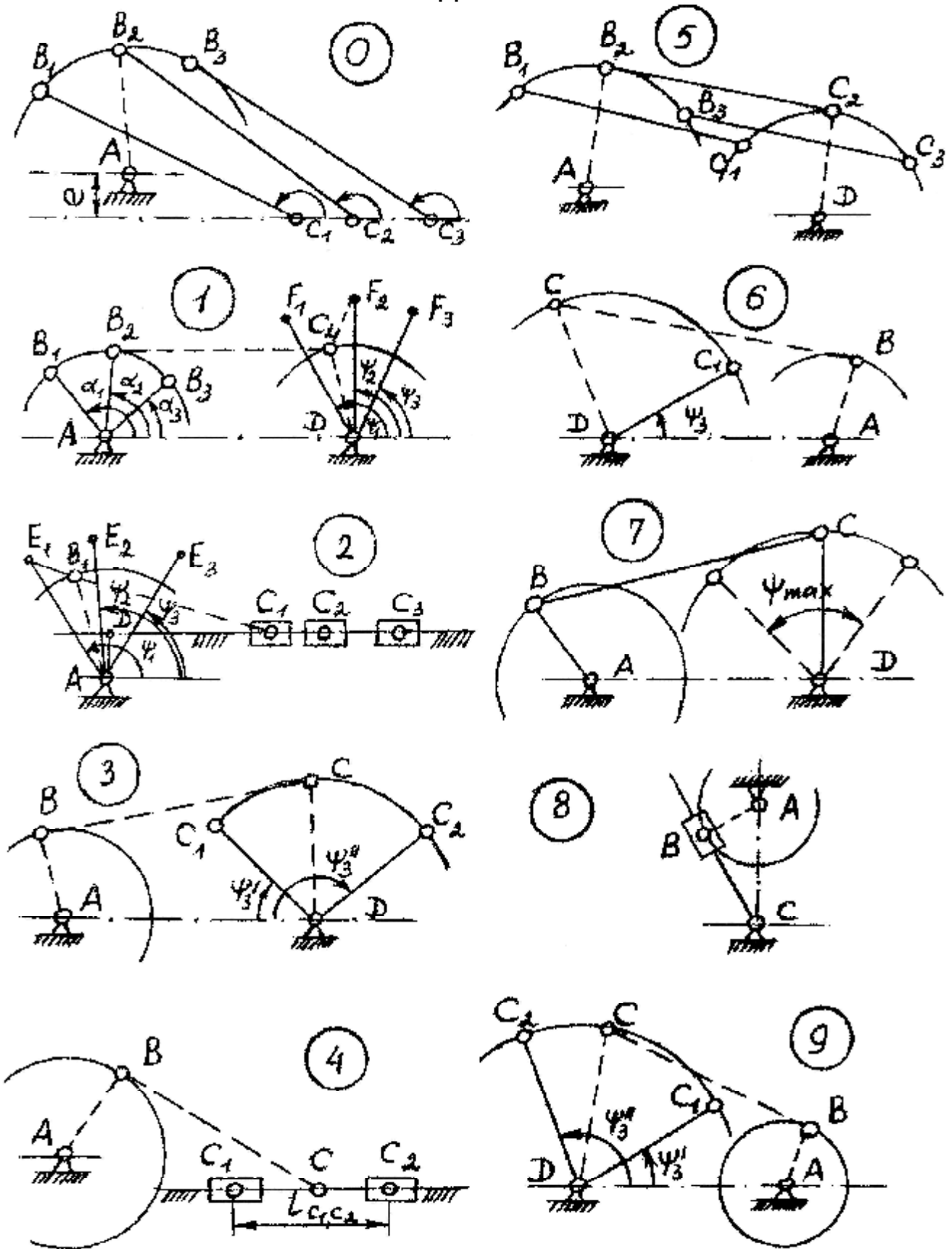


Рисунок 3.4

Задача 2

Задание 0. Спроектировать схему кривошипно-ползунного механизма по трём заданным положениям шатуна B_1C_1 , B_2C_2 , B_3C_3 (рис. 3.4,0). Заданы длина шатуна l_{BC} , расстояние между последовательными положениями ползуна $l_{C_1C_2}$, $l_{C_2C_3}$ и углы между шатуном и линией движения ползуна b_1, b_2 и b_3 (табл. 3.21)

Определить длину кривошипа l_{AB} и смещение e .

Таблица 3.21

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{BC}, мм$	100	120	130	140	150	130	110	130	130	110
$l_{C_1C_2}, мм$	15	20	30	25	22	30	30	30	30	20
$l_{C_2C_3}, мм$	21	20	30	25	31	30	30	45	15	20
$b_1, град$	179	15	155	174	165	157	177	192	196	177
$b_2, град$	188	25	153	169	159	154	168	198	197	169
$b_3, град$	189	20	158	173	161	164	173	189	194	169

Задание 1. Спроектировать схему механизма шарнирного четырёхзвенника (рис. 3.4,1) по трём положениям кривошипа AB и трём положениям плоскости коромысла CD . Положение кривошипа задаются углами a_1, a_2, a_3 , а положения коромысла – в виде трёх последовательных положений прямой DF (углы y_1, y_2, y_3), принадлежащей этой плоскости. Даны размеры l_{AB} и $l_{AD} = l_{DF}$. (табл. 3.22) Определить длины шатуна и коромысла l_{BC} и l_{CD} , а также угол CDF .

Таблица 3.22

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, мм$	40	35	45	60	42	70	80	56	65	100
$l_{AD}, мм$	100	100	100	150	120	156	200	160	190	250
$a_1, град$	120	115	135	120	115	135	120	115	135	120
$a_2, град$	90	100	90	90	100	90	90	100	90	90
$a_3, град$	50	75	45	60	75	45	60	75	45	60
$y_1, град$	100	110	105	100	110	105	100	110	105	100
$y_2, град$	80	95	75	80	95	75	80	95	75	80
$y_3, град$	60	80	45	60	80	45	60	80	45	60

Задание 2. Спроектировать схему кривошипно-ползунного механизма (рис. 3.4,2) по трём заданным положениям плоскости кривошипа AB и трем положениям ползуна C , т. е. определить длины звеньев l_{AB} и l_{BC} и угол BAE . Положения плоскости кривошипа задаются в виде трех последовательных положений прямой AE (углы j_1, j_2, j_3), принадлежащей этой плоскости, а положения ползуна – эксцентриситетом l_{AD} и расстояниями l_{DC_1} , l_{DC_2} и l_{DC_3} .

Задана длина отрезка l_{AE} . (табл. 3.23)

Таблица 3.23

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$j_1, \text{град}$	120	130	110	120	130	120	110	120	130	110
$j_2, \text{град}$	90	100	80	90	100	90	80	90	100	80
$j_3, \text{град}$	60	70	50	60	70	60	50	60	70	50
$l_{AD}, \text{мм}$	10	0	15	20	0	25	20	15	0	30
$l_{DC_1}, \text{мм}$	64	80	68	128	120	160	90	96	140	135
$l_{DC_2}, \text{мм}$	89	100	83	178	150	222	110	133	175	165
$l_{DC_3}, \text{мм}$	114	120	98	228	180	285	130	170	210	195
$l_{AE}, \text{мм}$	100	120	100	170	150	200	120	140	175	170

Задание 3. Спроектировать схему механизма шарнирного четырехзвенника (рис. 3.4,3), у которого коромысло CD в крайних положениях наклонено к стойке AD под углами γ'_3 и γ''_3 . Длины стойки и коромысла равны l_{AD} и l_{CD} . (табл. 3.24). Определить длины кривошипа и шатуна l_{AB} и l_{BC} , а также экстремальные значения углов передачи m_{\min} и m_{\max} .

Таблица 3.24

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AD}, \text{мм}$	125	100	140	110	100	130	145	100	150	120
$l_{CD}, \text{мм}$	95	60	100	77	75	80	100	70	110	70
$\gamma'_3, \text{град}$	45	30	40	35	45	30	35	40	45	30
$\gamma''_3, \text{град}$	120	110	100	95	120	110	95	100	120	110

Задание 4. Спроектировать схему кривошипно – ползунного механизма (рис. 3.4,4), по заданному коэффициенту изменения средней скорости ползуна K , ходу ползуна $l_{C_1C_2}$ и смещению направляющей e . (табл. 3.25). Определить длину кривошипа и шатуна l_{AB} и l_{BC} .

Таблица 3.25

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{C_1C_2}, \text{мм}$	60	40	40	50	55	50	48	65	60	50
$e, \text{мм}$	25	20	15	20	15	25	18	25	30	20
K	1,2	1,3	1,4	1,5	1,2	1,3	1,4	1,5	1,3	1,2

Задание 5. Спроектировать схему механизма шарнирного четырехзвенника по трём заданным положениям шатуна B_1C_1 , B_2C_2 , B_3C_3 (рис. 3.4,5). Длина шатуна l_{BC} . Относительные положения шатуна задаются координатами X_{B_2} , Y_{B_2} , X_{B_3} , Y_{B_3} и углами b_1 и b_2 . (табл. 3.26). Определите размеры кривошипа l_{AB} , коромысла l_{CD} и стойки l_{AD} .

Таблица 3.26

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{BC}, мм$	100	120	150	110	100	120	90	130	120	100
$X_{B_2}, мм$	29	11	19	13	24	20	15	65	57	22
$Y_{B_2}, мм$	-4	31	30	31	17	22	-29	-11	1,5	17
$X_{B_3}, мм$	47	35	55	39	47	42	47	104	75	46
$Y_{B_3}, мм$	14	48	47	44	9	30	-41	21	24	11
$b_1, град$	357	346	353	345	351	352	9	353	359	351,5
$b_2, град$	3	339	350	337	352	350	7	342	355	352

Задание 6. Спроектировать схему механизма шарнирного четырехзвенника (рис. 3.4,6) по заданному коэффициенту изменяя средней скорости коромысла CD , равному K . Заданы размеры стойки и коромысла l_{AD} и l_{CD} , угол наклона коромысла к стойке в одном из крайних положений γ'_3 . (табл. 3.27). Определить длину кривошипа l_{AB} , длину шатуна l_{BC} и экстремальные углы передачи m_{min} и m_{max} .

Таблица 3.27

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AD}, мм$	140	115	110	130	100	150	125	135	130	145
$l_{CD}, мм$	100	85	80	100	75	110	95	100	90	105
K	1,5	1,4	1,3	1,2	1,5	1,4	1,2	1,3	1,5	1,4
$\gamma'_3, град$	45	50	55	60	45	50	60	55	45	50

Задание 7. Для механизма шарнирного четырехзвенника (рис. 3.4,7) определить аналитически максимальный угол размаха $\gamma_{3, макс}$ коромысла CD , если длины звеньев l_{AB} , l_{BC} , l_{CD} , l_{AD} заданы. (табл. 3.28). Определить экстремальные значения углов передачи m_{min} и m_{max} .

Таблица 3.28

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, мм$	50	30	25	45	30	40	35	35	40	50
$l_{BC}, мм$	167	68	80	160	100	90	110	200	135	113
$l_{CD}, мм$	100	53	55	100	60	70	77	120	80	88
$l_{AD}, мм$	167	75	100	180	100	100	140	220	135	125

Задание 8. Спроектировать схему кулисного механизма (рис. 3.4,8) по заданному коэффициенту изменения средней скорости кулисы, равному K , и длине строки l_{AC} . (табл. 3.29). Определить длину кривошипа l_{AB} .

Таблица 3.29

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AC}, мм$	100	90	80	70	60	110	120	130	140	150
K	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	1,6	1,8	2,1

Задание 9. Спроектировать схему механизма шарнирного четырехзвенника (рис. 3.4,9) по заданному коэффициенту изменения средней скорости коромысла CD , равному $K=1$, длине коромысла l_{CD} , углом наклона коромысла к стойке в крайних положениях y'_3 и y''_3 . (табл. 3.30). Определить длины кривошипа l_{AB} , шатуна l_{BC} и стойки l_{AD} . Установить значения экстремальных углов передачи $m_{мин.}$ и $m_{макс.}$

Таблица 3.30

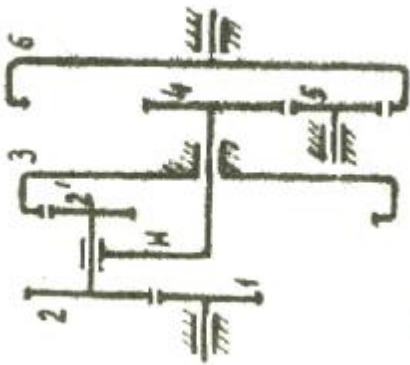
Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{CD}, мм$	100	110	75	130	150	120	90	80	125	140
$y'_3, град$	30	40	30	20	30	40	30	20	30	40
$y''_3, град$	90	100	80	120	90	100	80	120	90	100

ЗАДАЧА 3

Провести кинематическое исследование сложного зубчатого механизма аналитическим и графическим методами. Недостающие количества зубьев колес определить из условия соосности, считая, что все зубчатые колеса механизма имеют один и тот же модуль и угол зацепления. По результатам аналитического и графического исследований вычислить ошибку. (В таблицах: Z – количество зубьев колес, n – частота вращения звеньев в об/мин.)

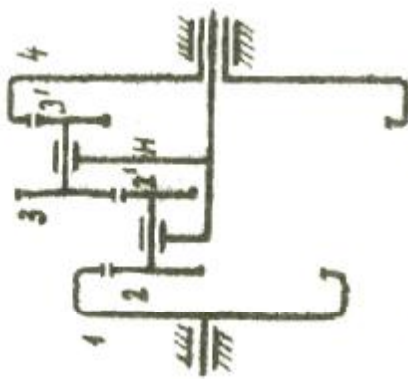
ЗАДАЧА 3

Задание 0



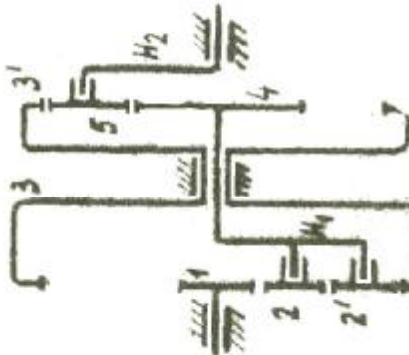
Определить I_6

Задание 1



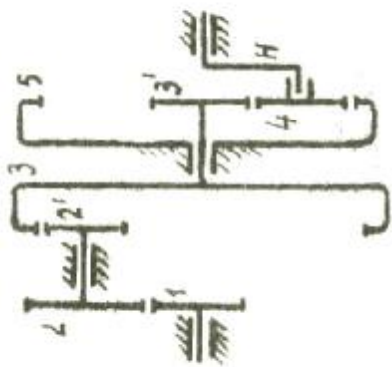
Определить I_4

Задание 2



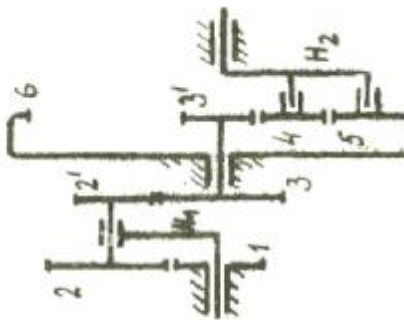
Определить I_1

Задание 3



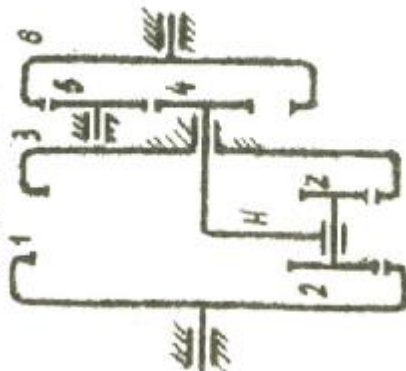
Определить I_N

Задание 4



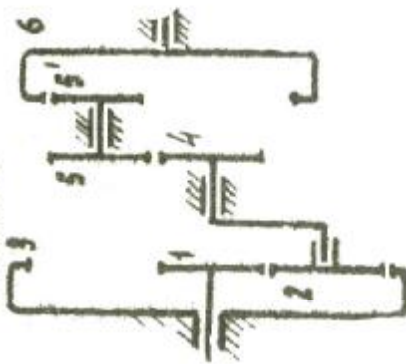
Определить I_{N2}

Задание 5



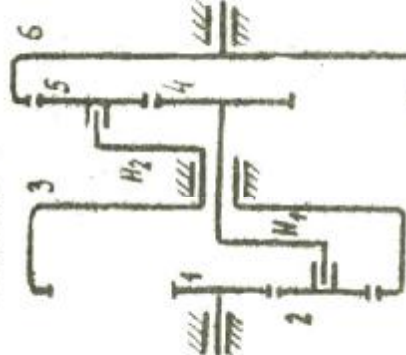
Определить I_6

Задание 6



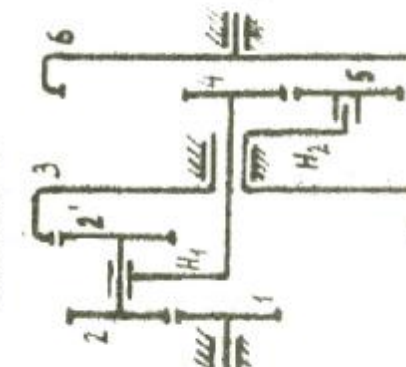
Определить I_6

Задание 7



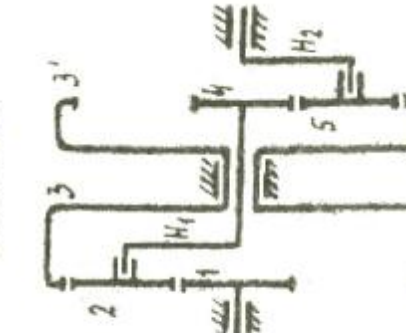
Определить I_6

Задание 8



Определить I_I

Задание 9



Определить I_I

К заданию 0

№ Вар.	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	n_1
0	11	19	40	29	24	210
1	14	18	45	12	22	512
2	17	23	51	14	25	128
3	17	29	60	19	33	989
4	13	15	39	15	12	910
5	17	20	58	13	19	309
6	14	28	55	16	18	246
7	17	17	51	14	21	160
8	19	21	54	17	22	610
9	18	22	52	19	15	490

К заданию 1

№ Вар.	Z_1	Z_2	$Z_{2'}$	Z_3	Z_4	n_1	n_H
0	60	25	15	20	90	100	-150
1	54	18	15	21	84	76	-120
2	48	12	18	15	81	175	-320
3	45	14	21	18	94	194	-135
4	64	16	20	24	104	126	-160
5	75	15	20	26	120	164	-70
6	60	20	16	18	90	142	-128
7	84	21	15	24	120	140	-180
8	66	22	14	20	100	269	-231
9	60	24	16	26	92	159	-140

К заданию 2

№ Вар.	Z_1	Z_2	$Z_{2'}$	Z_4	Z_5	n_3	n_{H_2}
0	25	13	12	20	15	200	400
1	29	15	14	30	27	440	340
2	25	14	16	16	28	90	190
3	23	11	12	20	22	160	260
4	15	14	13	12	12	240	340
5	18	15	12	20	13	210	110
6	20	13	15	20	26	88	188
7	14	11	10	20	14	180	80
8	16	10	14	16	18	375	475
9	28	10	11	15	18	540	440

К заданию 3

№ Вар.	Z_1	Z_2	$Z_{2'}$	Z_3	$Z_{3'}$	Z_4	n_1
0	11	22	17	51	12	32	550
1	17	31	16	51	21	28	434
2	11	18	20	75	18	26	450
3	16	20	14	70	16	24	300
4	22	24	18	66	17	34	600
5	17	21	20	68	15	25	280
6	21	25	20	63	20	30	450
7	17	32	16	68	20	25	360
8	19	30	15	46	23	30	530
9	23	24	20	50	19	19	480

К заданию 4

№ Вар.	Z_1	Z_2	$Z_{2'}$	Z_3	$Z_{3'}$	Z_4	Z_5	n_{H_1}
0	36	40	21	30	24	18	14	320
1	21	35	18	25	23	17	27	440
2	27	38	19	42	21	15	12	320
3	24	38	17	30	19	13	23	360
4	32	40	19	36	18	23	15	320
5	24	32	18	27	20	17	18	420
6	29	44	20	40	22	17	12	400
7	23	42	15	25	17	12	18	420
8	28	42	14	21	16	21	14	630
9	22	40	13	26	15	22	11	480

К заданию 5

№ Вар.	Z_1	$Z_{2'}$	Z_2	Z_4	Z_5	Z_6	n_1
0	75	35	20	11	13	50	220
1	72	18	12	15	15	88	100
2	56	21	14	13	16	59	200
3	85	30	25	16	19	98	490
4	70	30	25	19	30	57	780
5	65	35	15	17	19	85	200
6	64	16	12	13	13	52	260
7	84	21	14	18	26	90	150
8	80	40	30	20	22	86	430
9	60	30	20	16	16	64	320

К заданию 6

№	Z_1	Z_2	Z_4	Z_5	$Z_{5'}$	Z_6	n_1
---	-------	-------	-------	-------	----------	-------	-------

Вар.							
0	12	17	20	11	17	51	319
1	20	26	28	16	21	63	276
2	15	17	24	20	27	54	320
3	11	14	18	11	16	48	700
4	19	26	27	23	29	58	460
5	13	18	21	14	30	60	248
6	15	19	17	15	26	52	400
7	14	22	22	15	19	57	810
8	21	26	28	21	30	70	470
9	16	21	24	20	25	75	370

К заданию 7

№ Вар.	Z_1	Z_2	Z_4	Z_5	n_1	n_3
0	12	13	25	12	490	-147
1	19	15	25	15	748	-187
2	17	13	26	12	450	-90
3	16	15	24	18	310	-93
4	22	17	30	15	390	-78
5	21	13	28	14	340	-68
6	24	19	32	16	430	-86
7	23	14	19	13	370	-74
8	18	22	27	18	280	-70
9	21	17	28	21	190	-57

К заданию 8

№ Вар.	Z_1	Z_2	$Z_{2'}$	Z_4	Z_5	n_3	n_6
0	22	20	35	15	16	200	150
1	22	12	20	14	17	38	115
2	26	18	16	18	17	250	160
3	27	15	18	20	24	500	230
4	19	23	16	24	20	300	243
5	20	13	30	12	14	150	90
6	25	24	14	19	21	320	220
7	27	18	24	32	28	120	72
8	26	24	32	21	24	250	120
9	22	13	35	13	26	300	80

К заданию 9

№ Вар.	z_1	z_2	z_4	z_5	n_3	n_{H_2}
--------	-------	-------	-------	-------	-------	-----------

0	16	14	20	30	125	225
1	20	29	18	27	450	350
2	25	14	20	20	726	826
3	25	16	12	24	32	132
4	20	18	24	21	575	675
5	20	30	26	13	500	600
6	20	28	30	18	464	564
7	23	23	23	23	400	500
8	24	21	25	30	350	450
9	18	27	20	16	200	300

Задача 4

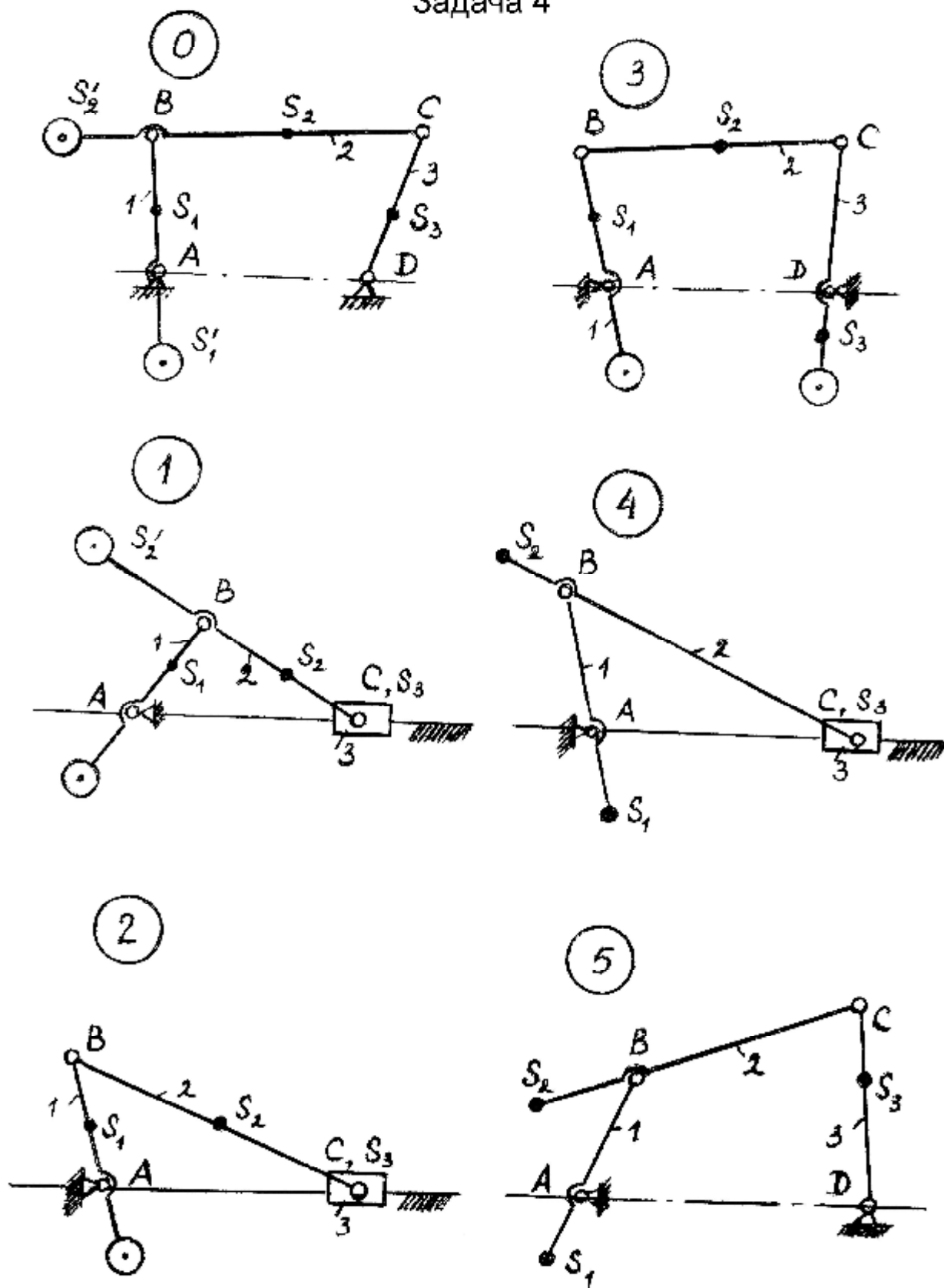


Рисунок 3.5

ЗАДАЧА 4

Вариант 0. Определить координаты центров масс противовесов $l_{AS'_1}$ и $l_{BS'_2}$, устанавливаемых на кривошипе и шатуне механизма шарнирного четырёхзвенника (рис. 3.5,0) и необходимый для полного уравновешивания главного вектора сил инерции этого механизма. Заданы размеры звеньев l_{AB}, l_{BC}, l_{CD} , координаты центров масс звеньев l_{AS_1}, l_{BS_2} и l_{CS_3} , а также массы звеньев m_1, m_2, m_3 и массы противовесов $m_{П_1}$ и $m_{П_2}$. (табл. 3.31)

При решении задачи исходить из условия, что общий центр масс подвижных звеньев механизма является неподвижным и совпадает с точкой A .

Таблица 3.31

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, мм$	80	90	100	110	120	130	140	150	160	70
$l_{BC}, мм$	270	300	330	370	400	430	460	500	530	330
$l_{CD}, мм$	190	210	230	260	280	300	320	350	370	160
$l_{AS_1}, мм$	50	55	65	70	75	85	90	100	110	45
$l_{BS_2}, мм$	135	150	170	180	200	220	240	260	270	120
$l_{CS_3}, мм$	90	100	110	120	130	140	160	165	180	77
$m_1, кг$	0,07	0,08	0,08	0,09	0,1	0,1	0,11	0,12	0,13	0,06
$m_2, кг$	0,55	0,6	0,67	0,75	0,8	0,87	0,94	1,0	1,1	0,47
$m_3, кг$	0,28	0,3	0,34	0,37	0,4	0,44	0,48	0,51	0,54	0,2
$m_{П_1}, кг$	3,3	3,7	4,0	4,5	4,9	5,2	5,6	6,0	6,4	2,8
$m_{П_2}, кг$	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	1,4

Вариант 1. Определить массы противовесов $m_{П_1}$ и $m_{П_2}$, которые необходимо установить на кривошипе AB и шатуне BC для полного уравновешивания главного вектора сил инерции всех звеньев кривошипно-ползунного механизма (рис. 3.5,1), если координаты центров масс S'_1 и S'_2 этих противовесов равны $l_{AS'_1}$ и $l_{BS'_2}$, а координаты центров масс S_1 и S_2 звеньев имеют значения l_{AS_1} и l_{BS_2} . (табл. 3.32)

Массы звеньев равны m_1, m_2 и m_3 , а размеры звеньев l_{AB} и l_{BC} .

Таблица 3.32

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, мм$	100	110	120	90	80	70	60	130	140	150
$l_{BC}, мм$	300	340	350	280	250	200	190	400	420	500
$l_{AS_1}, мм$	75	80	90	70	60	55	45	100	100	110
$l_{BS_2}, мм$	200	230	250	180	160	140	120	250	275	300
$l_{AS'_1}, мм$	500	400	300	450	400	300	250	600	650	600
$l_{BS'_2}, мм$	200	210	250	180	150	130	120	250	270	250
$m_1, кг$	0,1	0,15	0,2	0,1	0,08	0,07	0,07	0,15	0,14	0,15
$m_2, кг$	0,7	0,75	0,8	0,6	0,55	0,05	0,45	0,9	1,0	1,1
$m_3, кг$	0,8	0,9	1,0	0,7	0,65	0,55	0,5	1,0	1,1	1,2

Вариант 2. Определить массу противовеса m_{II} , который необходимо установить на кривошипе AB кривошипно-ползунного механизма для уравновешивания вертикальной составляющей главного вектора сил инерции всех звеньев механизма (рис. 3.5,2), если известны размеры звеньев l_{AB}, l_{BC} , координаты центров масс S_1 и S_2 звеньев l_{AS_1} и l_{BS_2} координата центра масс S'_1 искомого противовеса $l_{AS'_1}$, а также массы звеньев m_1 и m_2 . (табл. 3.33)

Таблица 3.33

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, мм$	90	100	110	120	130	140	150	80	70	60
$l_{BC}, мм$	450	500	550	480	400	550	600	350	300	300
$l_{AS_1}, мм$	60	75	85	90	80	100	95	50	40	35
$l_{BS_2}, мм$	225	150	250	200	150	200	300	150	100	150
$l_{AS'_1}, мм$	500	600	650	500	400	450	500	400	350	200
$m_1, кг$	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,4	0,45	0,2	0,18	0,15
$m_2, кг$	1,4	1,5	1,7	1,5	1,3	2,0	2,5	1,2	1,1	1,0

Вариант 3. Определить координаты центров масс l_{AS_1} и l_{CS_3} звеньев 1 и 3 с противовесами механизма шарнирного четырёхзвенника (рис. 3.5,3) при полном статическом уравновешивании этого механизма. Заданы размеры звеньев l_{AB}, l_{BC}, l_{CD} и положение центра масс шатуна l_{BS_2} . Массы звеньев равны m_1, m_2 и m_3 . (табл. 3.34)

Таблица 3.34

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, мм$	150	140	130	120	110	100	100	90	80	70
$l_{BC}, мм$	320	300	280	260	230	210	250	220	200	175
$l_{CD}, мм$	290	270	250	230	210	190	200	180	160	140
$l_{BS_2}, мм$	160	150	140	130	120	110	125	110	90	85
$m_1, кг$	3,0	2,8	2,6	2,4	2,2	2,0	2,0	1,8	1,6	1,4
$m_2, кг$	6,0	5,6	5,2	4,8	4,4	4,0	4,5	4,0	3,6	3,1
$m_3, кг$	5,0	4,7	4,3	4,0	3,7	3,3	3,5	3,1	2,8	2,5

Вариант 4. Определить массы противовесов $m_{П_1}$ и $m_{П_2}$, устанавливаемых на кривошипе и шатуне механизма шарнирного четырёхзвенника и необходимых для полного уравновешивания главного вектора сил инерции этого механизма (рис. 3.5,0). Заданы размеры звеньев l_{AB}, l_{BC}, l_{CD} , координаты центров масс звеньев $l_{AS_1}, l_{BS_2}, l_{CS_3}$, массы звеньев m_1, m_2 и m_3 и координаты центров масс противовеса $l_{AS'_1}, l_{BS'_2}$. (табл. 3.35)

При решении задачи считать, что общий центр масс подвижных звеньев механизма должен быть неподвижен и лежать в точке A .

Таблица 3.35

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, мм$	120	130	140	150	110	100	90	100	115	125
$l_{BC}, мм$	400	430	470	500	370	330	240	270	310	330
$l_{CD}, мм$	280	300	320	350	260	230	200	180	190	250
$l_{AS_1}, мм$	75	81	88	94	69	62	60	67	76	85
$l_{BS_2}, мм$	200	220	230	250	185	165	120	135	150	170
$l_{CS_3}, мм$	130	140	150	160	120	110	80	90	100	110
$m_1, кг$	0,1	0,11	0,13	0,13	0,1	0,08	0,1	0,11	0,13	0,14
$m_2, кг$	0,8	0,87	0,93	1,0	0,73	0,67	0,5	0,56	0,65	0,7
$m_3, кг$	0,4	0,43	0,47	0,5	0,37	0,33	0,3	0,35	0,4	0,45
$l_{AS'_1}, мм$	100	110	117	125	90	80	80	90	100	110
$l_{BS'_2}, мм$	200	220	230	250	185	165	110	120	140	150

Вариант 5. Масса ползуна кривошипно-ползунного механизма (рис. 3.5,4) равна m_3 . Подобрать массы звеньев m_2 и m_1 шатуна BC и кривошипа AB таким образом, чтобы главный вектор сил инерции всех звеньев механизма был уравновешен. Координаты центров масс S_1 и S_2 звеньев AB и BC равны $l_{AS'_1}, l_{BS'_2}$. Размеры кривошипа и шатуна равны соответственно l_{AB} и l_{BC} . (табл. 3.36)

Таблица 3.36

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$m_3, кг$	0,4	0,5	0,6	0,3	0,7	0,5	0,65	0,6	0,7	1,0
$l_{AB}, мм$	100	125	150	75	175	100	130	100	120	140
$l_{BC}, мм$	400	500	600	300	700	350	450	450	540	630
$l_{AS_1}, мм$	100	130	140	70	180	90	120	110	130	180
$l_{BS_2}, мм$	100	150	160	80	160	110	140	90	110	150

Вариант 6. Определить массы m_1 и m_3 звеньев 1 и 3 с противовесами механизма шарнирного четырёхзвенника (рис. 3.5,3) при полном статическом уравнивании этого механизма. Заданы размеры звеньев l_{AB}, l_{BC}, l_{CD} и положение центров масс $l_{AS_1}, l_{BS_2}, l_{CS_3}$. (табл. 3.37)

Масса шатуна равна m_2 .

Таблица 3.37

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, мм$	100	90	80	70	100	110	120	130	140	150
$l_{BC}, мм$	250	220	200	175	210	230	260	280	300	320
$l_{CD}, мм$	200	180	160	140	190	210	230	250	270	290
$l_{AS_1}, мм$	110	100	90	80	100	110	120	130	140	150
$l_{BS_2}, мм$	125	110	90	85	110	120	130	140	150	160
$l_{CS_3}, мм$	280	250	220	200	300	330	370	400	430	470
$m_2, кг$	4,5	4,0	3,6	3,1	4,0	4,4	4,8	5,2	5,6	6,0

Вариант 7. Определить координаты центров масс противовесов l_{AS_1} и l_{BS_2} , устанавливаемых на кривошипе и шатуне кривошипно-ползунного механизма (рис. 3.5,1), предназначенных для полного уравнивания главного вектора сил инерции этого механизма. Заданы размеры звеньев l_{AB}, l_{BC} , координаты центров масс l_{AS_1}, l_{BS_2} , массы звеньев m_1, m_2 и m_3 , массы противовесов m_{II_1} и m_{II_2} . (табл. 3.38)

Таблица 3.38

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, мм$	55	65	75	85	100	115	125	135	145	155
$l_{BC}, мм$	165	200	250	280	300	350	400	420	450	500
$l_{AS_1}, мм$	40	50	57	65	75	85	95	100	110	120
$l_{BS_2}, мм$	110	130	150	170	200	230	250	270	300	310
$m_1, кг$	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16
$m_2, кг$	0,39	0,45	0,52	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,0	1,1
$m_3, кг$	0,44	0,52	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,2
$m_{П_1}, кг$	0,4	0,46	0,54	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
$m_{П_2}, кг$	1,0	1,2	1,4	1,7	1,9	1,2	2,5	2,6	2,8	3,0

Вариант 8. Определить положения центров масс подвижных звеньев механизма шарнирного четырёхзвенника $l_{CS_3}, l_{BS_2}, l_{AS_1}$ (рис. 3.5,5), при которых главный вектор сил инерции равен нулю. Заданы длины звеньев l_{AB}, l_{BC}, l_{CD} , массы звеньев m_1, m_2 и m_3 . (табл. 3.39)

При решении задачи считать, что общий центр масс S подвижных звеньев совпадает с точкой A .

Таблица 3.39

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, мм$	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
$l_{BC}, мм$	250	280	300	350	400	430	470	500	550	600
$l_{CD}, мм$	130	150	160	180	200	210	240	250	280	300
$m_1, кг$	1,2	1,5	1,8	1,9	2,0	2,3	2,5	2,7	2,8	3,0
$m_2, кг$	5,0	6,0	7,0	7,5	8,0	9,0	9,5	10	11	12
$m_3, кг$	2,5	3,0	3,5	3,7	4,0	4,6	4,8	5,0	5,4	6,0

Вариант 9. Определить положение центров масс противовеса, устанавливаемого на кривошипе AB кривошипно-ползунного механизма (рис. 3.5,2) для уравнивания вертикальной составляющей главного вектора сил инерции всех звеньев механизма. Заданы размеры звеньев l_{AB}, l_{BC} , координаты центров масс l_{AS_1} и l_{BS_2} , массы звеньев m_1 и m_2 , а так же масса противовеса $m_{П_1}$. (табл. 3.40)

Таблица 3.40

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AB}, мм$	50	70	85	100	115	125	135	150	60	90
$l_{BC}, мм$	250	350	400	500	550	600	550	700	300	450
$l_{AS_1}, мм$	30	53	65	75	85	90	100	100	45	70
$l_{BS_2}, мм$	100	110	130	150	170	200	250	300	100	150
$m_1, кг$	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,2	0,3
$m_2, кг$	0,7	1,0	1,3	1,5	1,7	2,0	2,0	3,0	0,9	1,5
$m_{П_1}, кг$	0,1	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3	0,5	0,12	0,3

ЗАДАЧА 5

В этой задаче необходимо произвести силовой анализ и определить реакции в кинематических парах и уравновешивающую силу. При этом исследуется механизм, синтезированный в задаче 2 и в том положении, для которого был проведён кинематический анализ. Поэтому эту задачу рекомендуется решать после получения положительной рецензии на задачу 2.

Общие данные для всех вариантов: центральный момент инерции стержневых звеньев определять по формуле: $I_{S_i} = \frac{m_i \cdot l_i^2}{12}, кг \cdot м^2$

массы стержневых звеньев определять по формуле $m_i = g \cdot l_i, кг$

где: погонная масса равна $g = 10 \frac{кг}{м}$,

l_i – длина звена в метрах;

m кулисного камня = m ползуна = $0.5m$ кривошипа;

сила полезного сопротивления равна $P_o = 100Н$, приложена к крайней точке выходного звена и линия её действия параллельна и противоположна вектору скорости точки её приложения.

Уравновешивающую силу необходимо определять двумя методами: методом планов сил и методом жёсткого рычага Н.Е. Жуковского. Значения этой силы, полученные двумя методами, необходимо сравнить, причём, процент ошибки не должен превышать пяти.

4 ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЕ ЗАДАЧИ

Структурный анализ

Решение задач на эту тему заключается в определении степени подвижности механизма и разбивке механизма на группы Ассу. Рассмотрим решение на приведённом примере. В этом механизме подвижных звеньев 13, т.е. $n=13$. Далее при подсчёте количества кинематических пар необходимо руководствоваться следующим указанием: в каждом узле количество кинематических пар на единицу меньше количества сходящихся в нём звеньев, при этом следует учитывать, что стойки также участвуют в образовании кинематических пар. На

основании этого руководства получаем: в точках $O_1, O_2, O_3, O_4, O_5, F, M, B, C$ по одной к.п.; в точках K и D – по две к.п.; в точках A и E – по три. Итого $P_5 = 19$, следовательно, степень подвижности механизма будет равна:

$$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 13 - 2 \cdot 19 = 1.$$

Зная, что входным звеном может быть только звено, образующее к.п. со стойкой, выбираем входным звеном, например, звено 11 и разбиваем механизм на группы Ассура как показано на (рисунке 4.1). Завершаем решение задачи написанием структурной формулы, соответствующей механизму при данном входном звене.

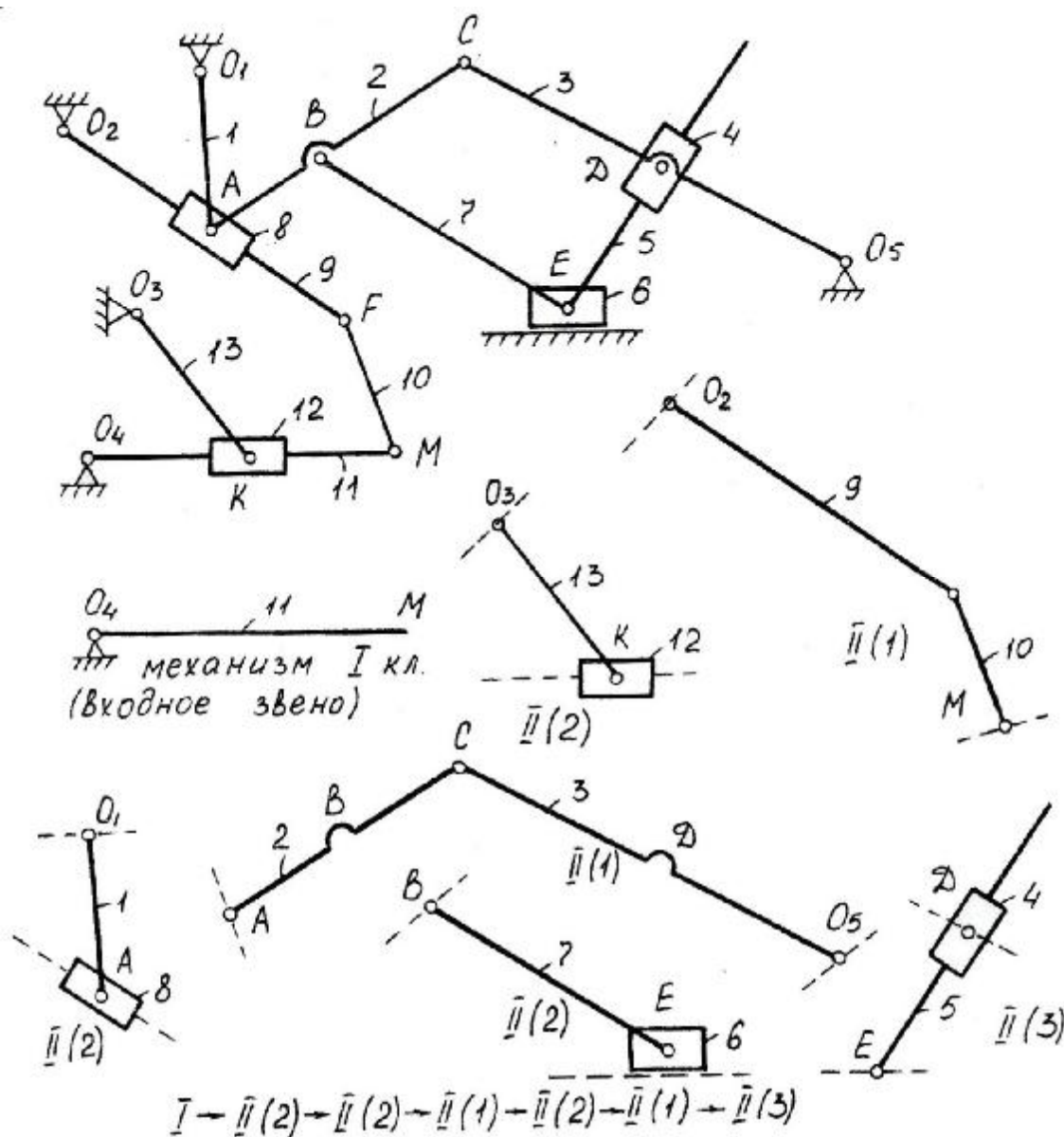
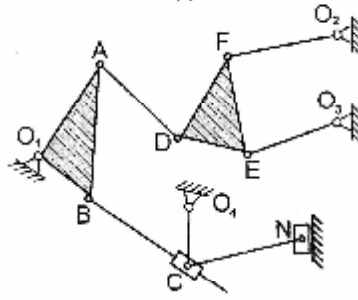
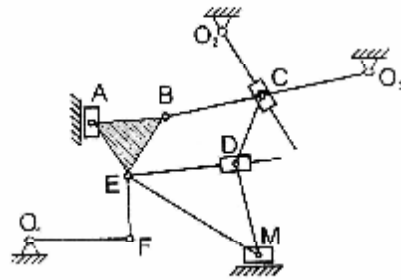


Рисунок 4.1 - Разбиение механизма на группы Ассура

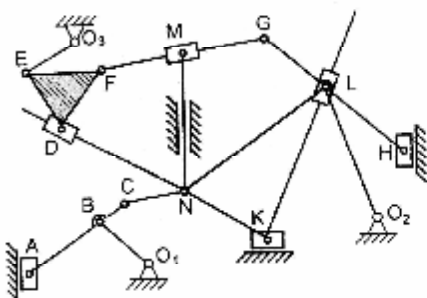
Задача 1



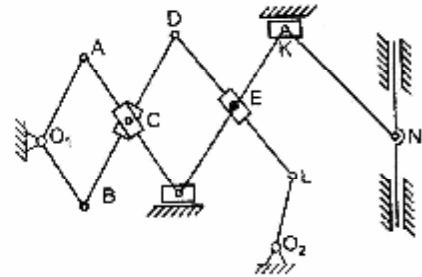
Задача 2



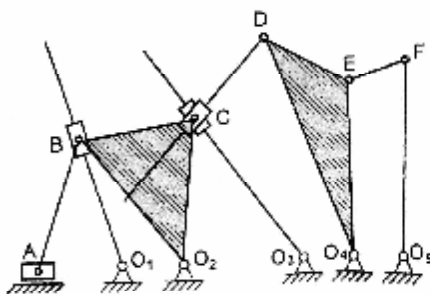
Задача 3



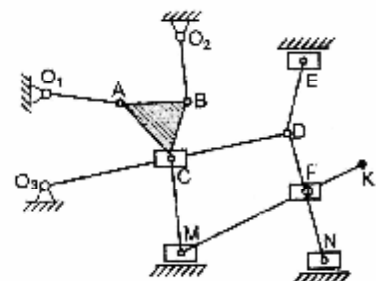
Задача 5



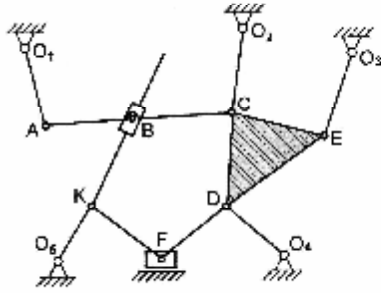
Задача 4



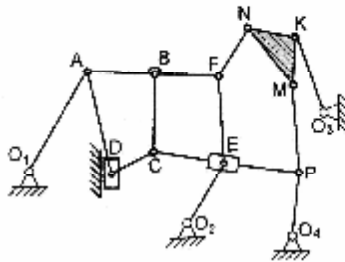
Задача 6



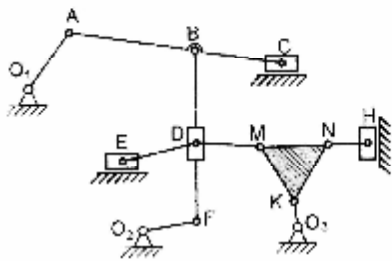
Задача 7



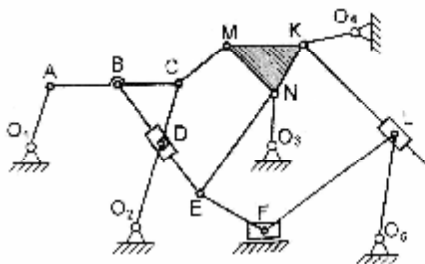
Задача 8



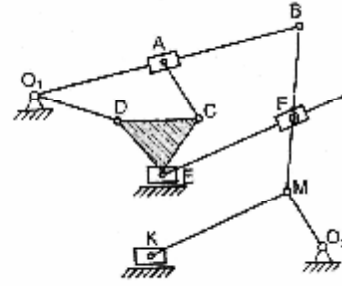
Задача 11



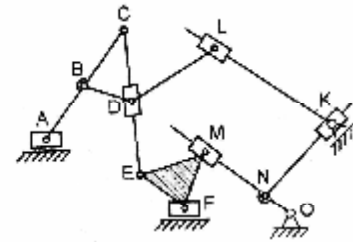
Задача 12



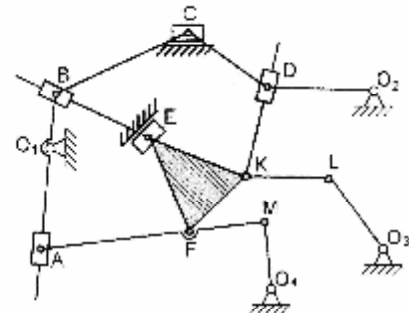
Задача 9



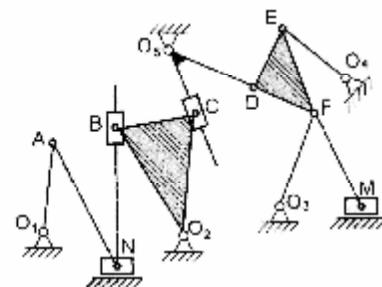
Задача 10



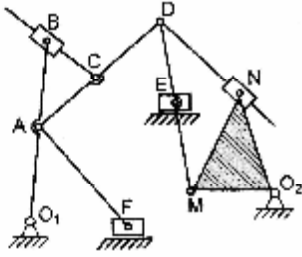
Задача 13



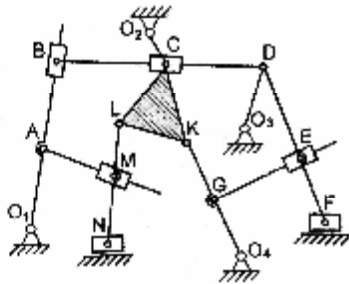
Задача 14



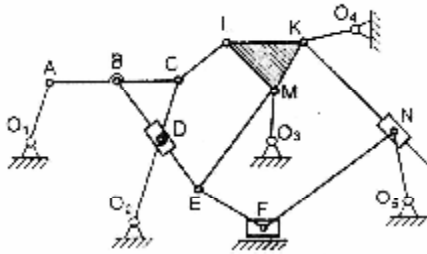
Задача 15



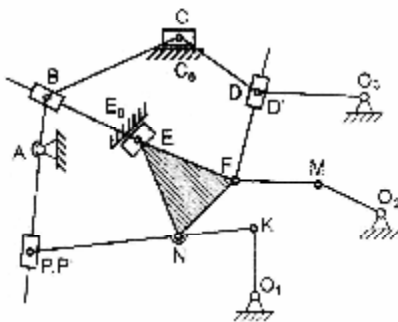
Задача 16



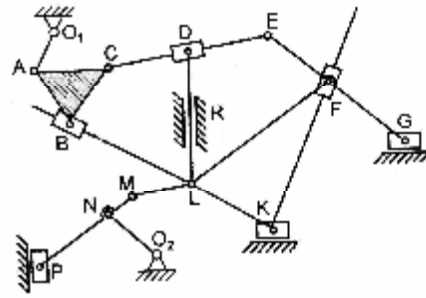
Задача 19



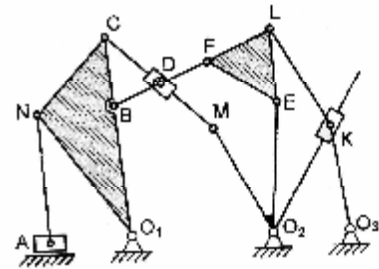
Задача 20



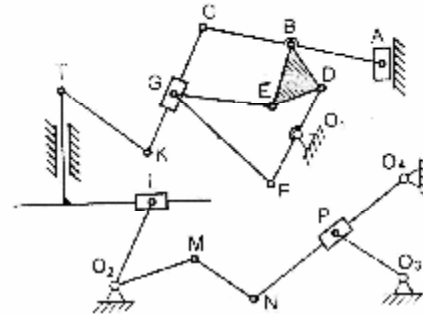
Задача 17



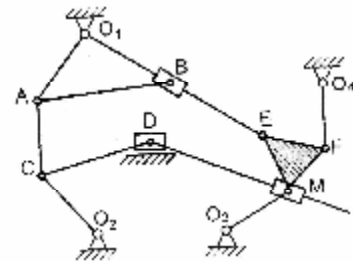
Задача 18



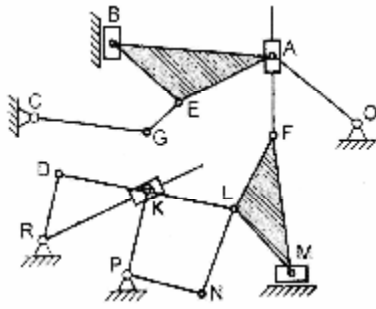
Задача 21



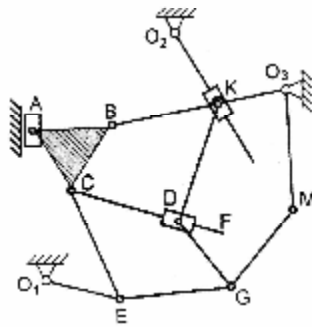
Задача 22



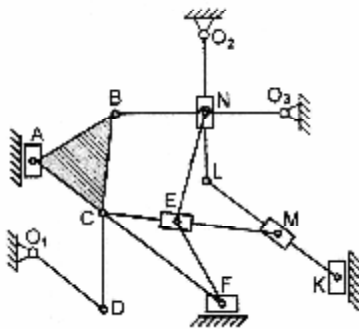
Задача 23



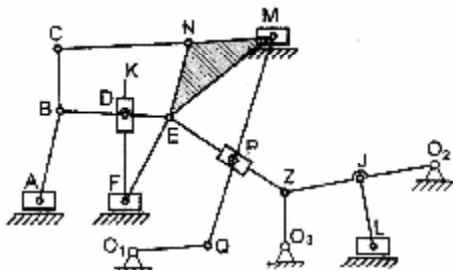
Задача 24



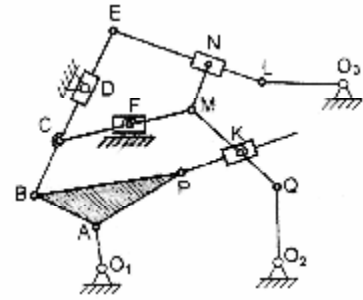
Задача 27



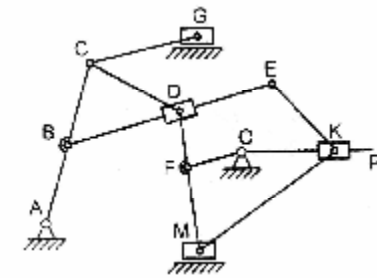
Задача 28



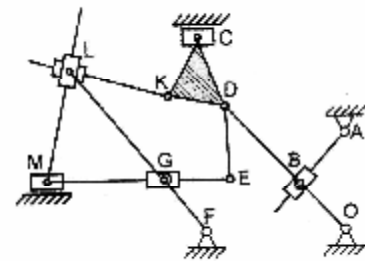
Задача 25



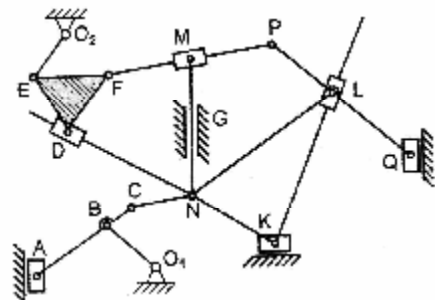
Задача 26



Задача 29



Задача 30



Кинематический анализ рычажных механизмов

Кроме групп Ассура класса стандартного типа, имеются группы второго, третьего, четвёртого и пятого видов, у которых шарниры кулисного камня и ползуна имеют не центральное расположение. В этих случаях кинематика этих групп Асура требует применения специальных методов. Рассмотрим такой случай на примере механизма с группой второго класса, второго вида, звенья которой расположены на подвижных звеньях основного механизма. (рис. 4.2)

Параметры звеньев 2 и 3, к которым присоединены рассматриваемая группа, считаются известными: поэтому положения точек b , c и d на плане скоростей также известно. Точки m и k находим на векторах bc и cd по теореме о подобии. Затем через точку m проводим линию действия вектора V_{MM} , которая будет параллельна звену 2, т.к. она характеризует вектор скорости поступательного движения кулисного камня M относительно точки M' кулисы 2. Обозначим эту картину скоростей m - m . Точка E звена 5 вращается вокруг точки K . Поэтому, проведя через точку K прямую, перпендикулярную звену 5, получаем картину скоростей e - e .

Кроме того, точка E , является точкой звена 4, при поступательном движении его по звену 2 имеет скорость поступательного движения относительно точки, принадлежащей звену 2 и находящейся под точкой E . Присоединив плоскость S к звену 2, фиксируем на ней точку E_2 , лежащую под точкой E звена 4.

Для нахождения точки E_2 на плане скоростей проводим её картины скоростей e_2 - e_2 через точку b перпендикулярно стороне BE_2 и через точку m перпендикулярно стороне $M'E_2$. Их пересечение даёт точку e_2 . Проводим через неё картину скоростей e - e параллельно звену 2, которая пересекаясь с одноимённой картиной скоростей даёт точку e .

Второй способ

Этот способ основан на равенстве угловых параметров звеньев, связанных поступательной кинематической парой.

В данном примере очевидно, что $W_4 = W_2$ и $E_4 = E_2$. Поэтому поступаем так. На картинке скоростей m - m выбираем произвольную точку (m) и из неё откладываем вектор \vec{V}_{EM} , величина которого по известной угловой скорости W_4 определяется так $V_{EM} = w_4 \cdot l_4$; при этом, конечно, учитывается, что направление W_4 совпадает с направлением W_2 . Конец этого вектора обозначается (e). Переносим этот вектор параллельно картине m - m . При этом точка (m) перемещается по картине m - m , а точка (e) по прямой (пунктир), которая также параллельна картине m - m , до встречи со своей картиной скоростей e - e . Здесь и определить её истинное положение. Проведя из неё вектор \vec{V}_{EM} , находим истинное положение и точки m .

Планы ускорений первым и вторым способом строятся из оснований аналогичных рассуждений.

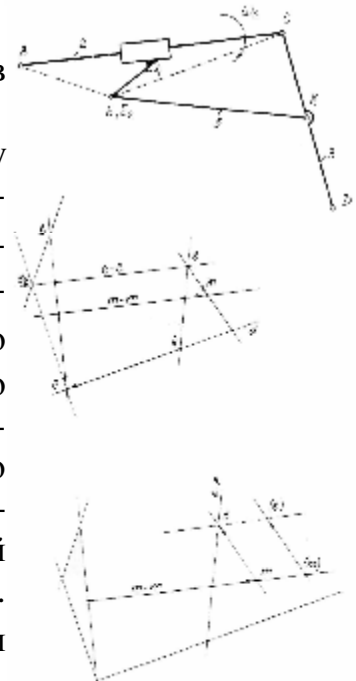
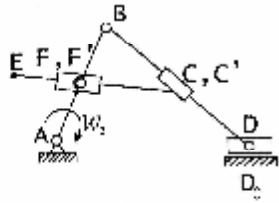
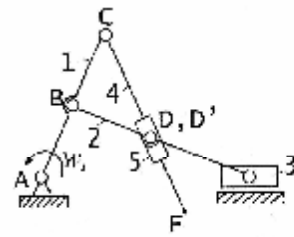


Рисунок 4.2

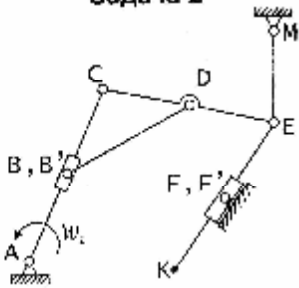
Задача 1



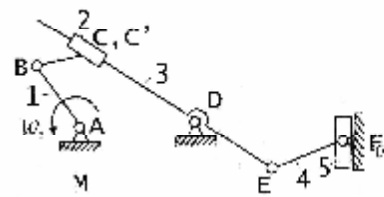
Задача 3



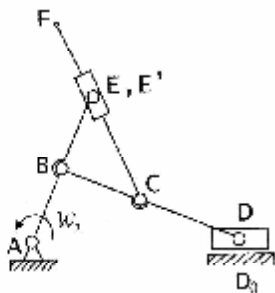
Задача 2



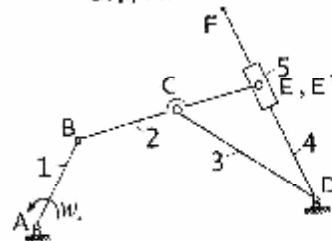
Задача 4



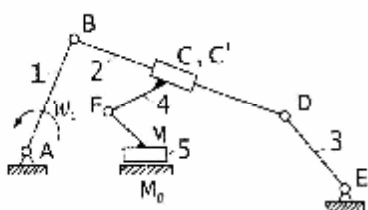
Задача 5



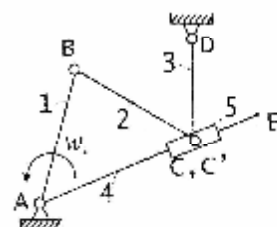
Задача 7



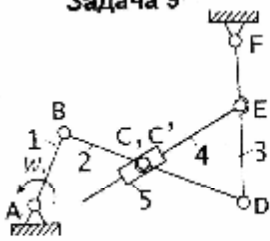
Задача 6



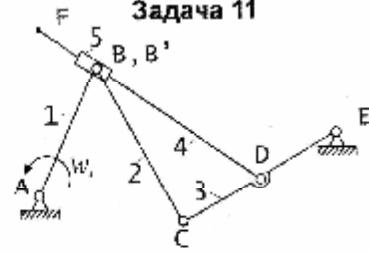
Задача 8



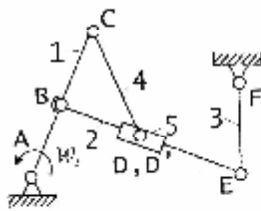
Задача 9



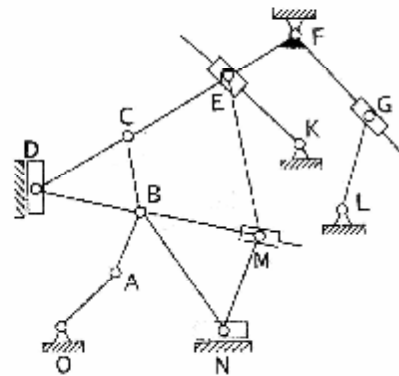
Задача 11



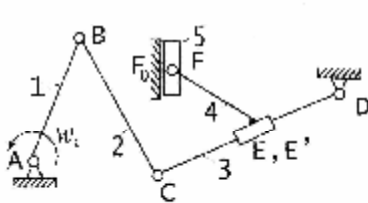
Задача 10



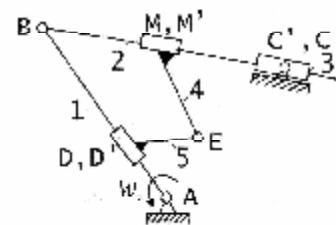
Задача 12



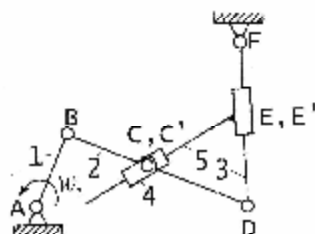
Задача 13



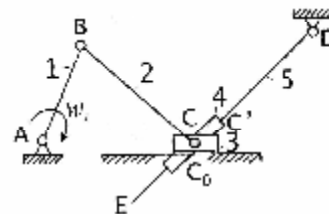
Задача 15

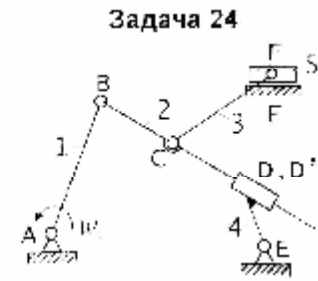
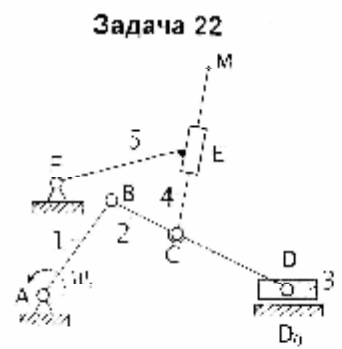
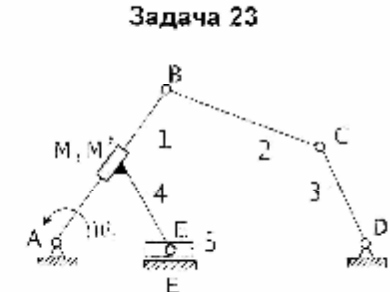
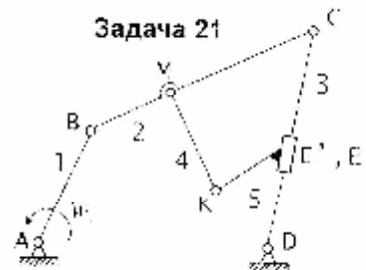
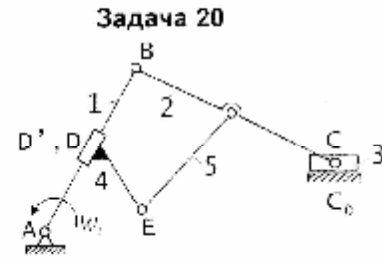
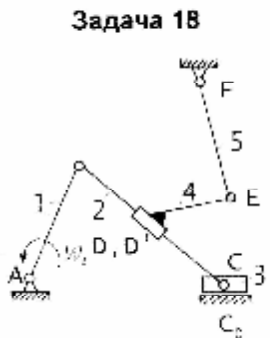
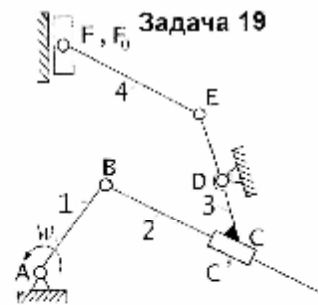
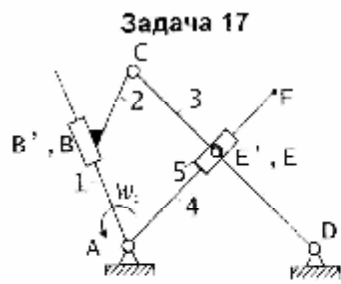


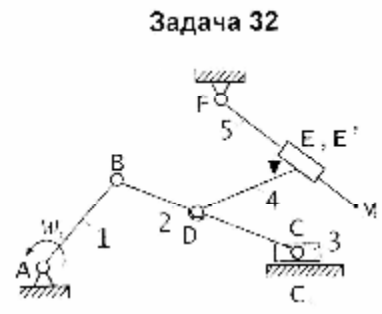
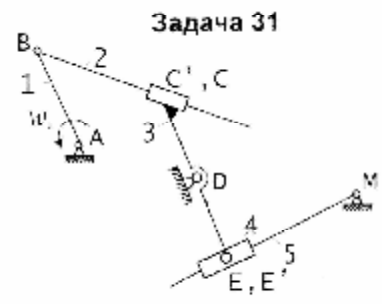
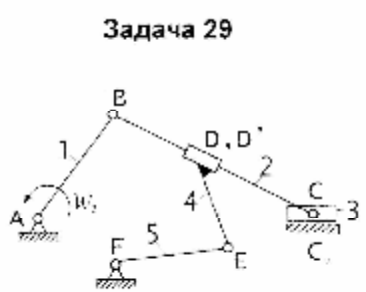
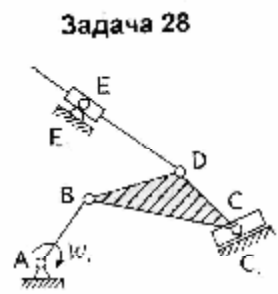
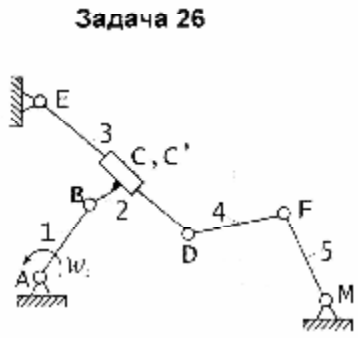
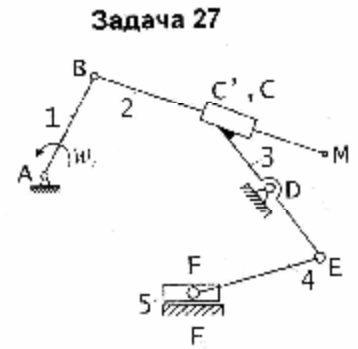
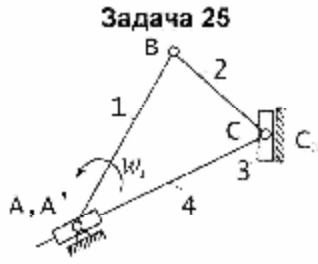
Задача 14



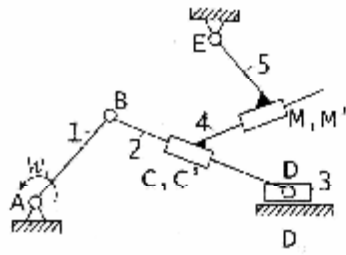
Задача 16



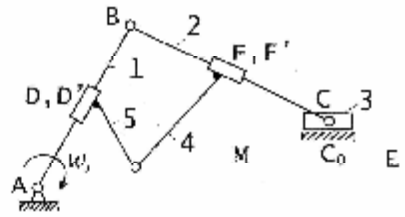




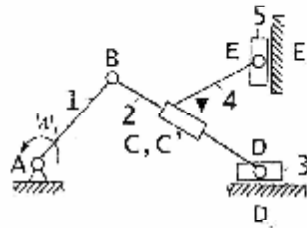
Задача 33



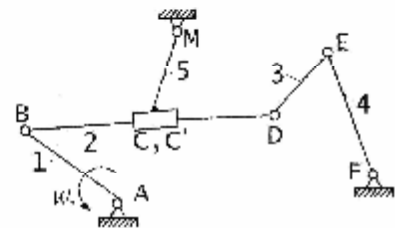
Задача 35



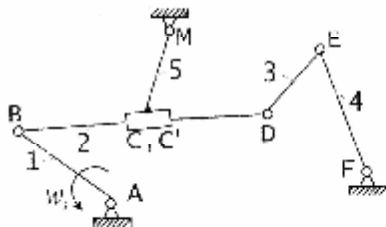
Задача 34



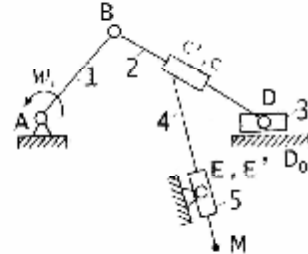
Задача 36



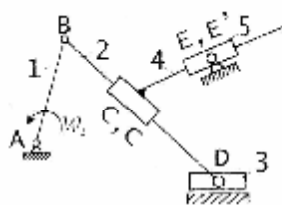
Задача 37



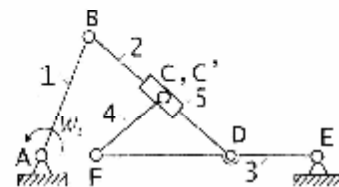
Задача 39



Задача 38



Задача 40



Планетарные механизмы

В этих задачах необходимо уметь определять передаточные отношения между любыми звеньями механизма.

Рассмотрим, методику определения передаточного отношения между звеньями 1 и H_2 .

Аналитический метод

На первом этапе необходимо сначала определить степень подвижности механизма по формуле: $W = 3n - 2P_5 - P_4$ в данном механизме подвижными звеньями являются 1, 2, $H_1(4)$, 5, 6(6), 7(7) и 8(H_2) поэтому $n = 7$. Низшие кинематические пары образуют звенья 1 со стойкой, 2 с водилом H_1 , водило H_1 со стойкой, водило H_2 с сателлитом 5; в точке 0 водило H_2 , колесо 6 и стойка образуют две низшие кинематические пары и ещё одна кинематическая пара в точке O_7 , образованная блоком колёс 7 со стойкой. Итого $P_5 = 7$. Высшие кинематические пары образуются в зацеплениях колёс, т.е. в точках А, В, С, D, Е, F. Итого $P_4 = 6$.

Таким образом: $W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 7 - 6 = 1$

Затем пишем формулу Виллиса для каждой планетарной зоны. Для зоны 1-2-3- H_1 :

$$U_{1-3}^{(H_1)} = \frac{n_1 - n_{H_1}}{n_3 - n_{H_1}} = -\frac{z_3}{z_1}$$

Обозначим $-\frac{z_3}{z_1} = A$ и, учитывая, что $n_3 = 0$, напомним $A = \frac{n_1 - n_{H_1}}{n_{H_1}}$, откуда

$$n_{H_1} = \frac{n_1}{1 - A}$$

Заметим, что в этом механизме $n_{H_1} = n_4$ и напомним формулу Виллиса для второй планетарной зоны 4-5-6- H_2 :

$$U_{4-6}^{H_2} = \frac{n_4 - n_{H_2}}{n_6 - n_{H_2}} = \frac{z_6}{z_4}$$

Обозначим $\frac{z_6}{z_4} = B$ и напомним $\frac{n_4 - n_{H_2}}{n_6 - n_{H_2}} = B$.

Разделим левую часть уравнения на n_{H_2} : $\frac{\frac{n_4}{n_{H_2}} - 1}{\frac{n_6}{n_{H_2}} - 1} = B$, здесь

$$n_4 = n_{H_1} = \frac{n_1}{(1 - A)}$$

как определено ранее, а передаточное отношение $\frac{n_6}{n_{H_2}}$ можно определить

по замыкающей цепи $6' - 7 - 7' - 8$

$U_{6-H_2} = U_{6-8}$, т.к. водило H_2 связано с колесом 8.

Т. образом: $U_{6-H_2} = U_{6-8} = \frac{n_6}{n_{H_2}} = \frac{z_7 \cdot z_8}{z_6' \cdot z_7'} \cdot (-1)^2$

Обозначим правую часть этого равенства так: $\frac{z_7 \cdot z_8}{z_6' \cdot z_7'} \cdot (-1)^2 = c$,

Теперь запишем так $U_{6-H_2} = \frac{n_6}{n_{H_2}} = c$.

Значит, формула Виллиса для второй планетарной зоны будет выглядеть так:

$$\frac{\frac{n_4}{n_{H_2}} - 1}{c - 1} = B, \quad \text{где } n_4 = \frac{n_1}{(1 - A)}$$

Подставив это значение, получим: $\frac{\frac{n_1}{(1 - A)} - 1}{c - 1} = B$, т.е. определяемое неизвестное. Определим это неизвестное

$$\frac{\frac{U_{1-H_2}}{(1 - A)} - 1}{c - 1} = B, \quad \text{отсюда } U_{1-H_2} = \frac{BC - B + 1}{1 - A}.$$

Графический метод

Графический метод необходим для проверки правильности аналитического расчёта.

Для рассматриваемого примера картины линейных и угловых скоростей строятся так. (рис. 4.3)

На полюсную прямую выносим все точки цилиндрических передач механизма. Причём, условимся, что обозначим штрихами те точки механизма, скорости которых не равны нулю и, следовательно, на полюсной прямой они обозначают только начало вектора её скорости. Окончательное положение этих точек механизма будем обозначать без штрихов.

У данного механизма $W=1$; поэтому откладываем произвольной величины и направления вектор скорости любой точки механизма, например, точки E.

Получаем вектор $e' - e$. Точку e соединяем с точками 0 и 0_7 , т.к. точка E принадлежит звеньям б' и 7, которые вращаются вокруг точек 0 и 0_7 соответственно. Получаем картины скоростей б и 7 звеньев б и 7. На картине 7 проектируем точку F, т.к. она принадлежит звену 7', и получаем точку f. Соединяем точку f с точкой 0, т.к. точка F принадлежит и звену 8, которое вращается вокруг точки 0. Получаем картину 8 или H_2 , т.к. эти звенья связаны между собой.

Далее переходим к картинам угловых скоростей т.к. вторая планетарная зона состоит из конических колёс, т.е. эта часть механизма пространственная. Получив полюсную точку m, откладываем произвольный отрезок m-s и из точки S проводим лучи,

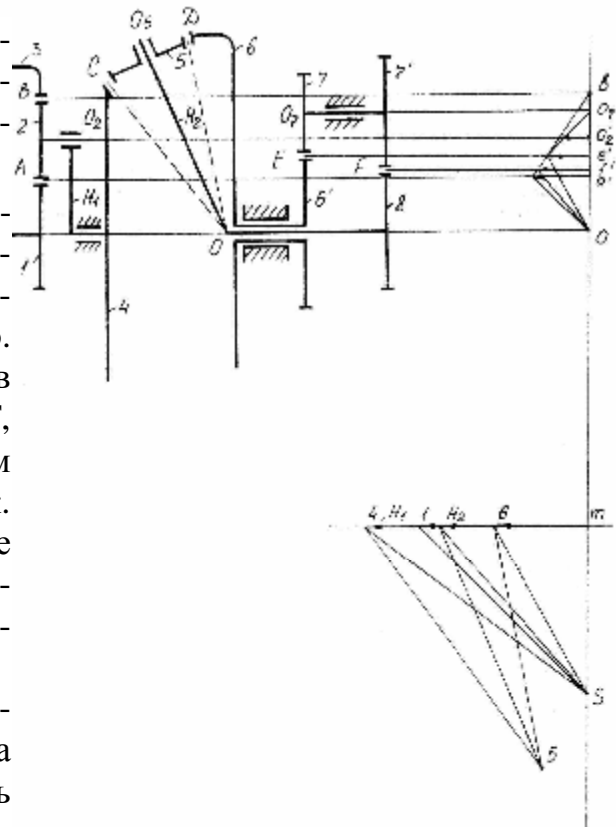


Рисунок 4.3

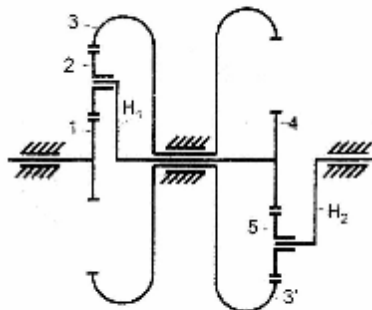
параллельные картинам 6 и 8, H_2 ; и получаем векторы $\overrightarrow{m-6}$ и $\overrightarrow{m-H_2}$. Далее, учитывая, что сателлит 5 катится по звену 6, через точку 6 проводим прямую, параллельную DO . Кроме того, звено 5 вращается на водиле H_2 проводим прямую, параллельную прямой O_5-O . Пересечение этих прямых даёт точку 5.

Теперь, учитывая, что колесо 4 в обратном движении катится по сателлиту 5, через точку 5 проводим прямую, параллельную CO , которая пересекается с горизонтальной прямой и определяет вектор $m-4(H_1)$ угловой скорости водила H_1 .

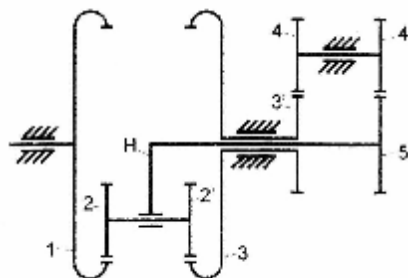
Далее снова переходим к картинам линейных скоростей, т.к. первая планетарная зона является плоской. Для этого соединяем точку H_1 с точкой S и параллельно этому лучу из точки O плана линейных скоростей проводим картину скоростей водила H_1 , проектируем на неё точку O'_2 и получаем точку O_2 . Точка O_2 принадлежит и сателлиту 2. Второй точкой звена 2 является точка B , мгновенная скорость которой равна нулю, т.к. сателлит 2 находится в зацеплении с неподвижным центральным колесом 3. Соединив точку O_2 с точкой b , получаем картину скоростей 2 звена 2, на которую проектируем третью точку звена 2, т.е. точку a' , и получаем точку a . Точка A принадлежит и звену 1, поэтому, соединив точку a с точкой 0 , получаем картину скоростей 1 звена 1. Далее из точки S плана угловых скоростей проводим луч, параллельный картине 1, и получаем вектор $\overrightarrow{m-1}$ угловой скорости звена 1. Затем определяем:

$$U_{1-H_2} = \frac{m-1}{m-H_2}.$$

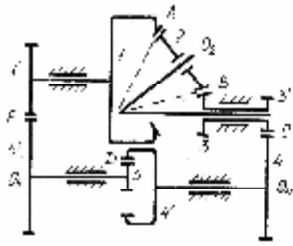
Задача 1



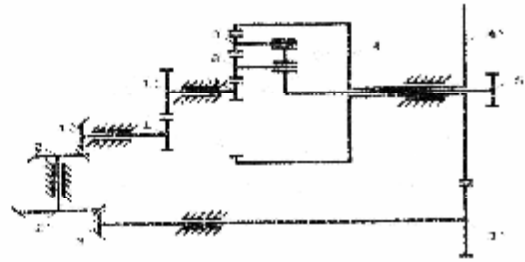
Задача 2



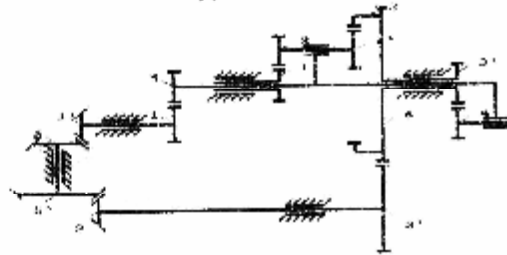
Задача 19



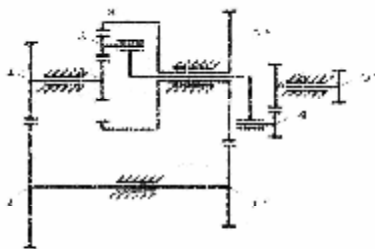
Задача 20



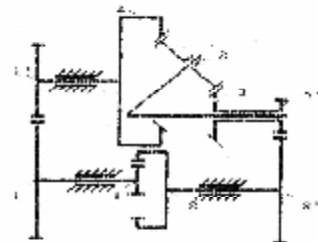
Задача 21



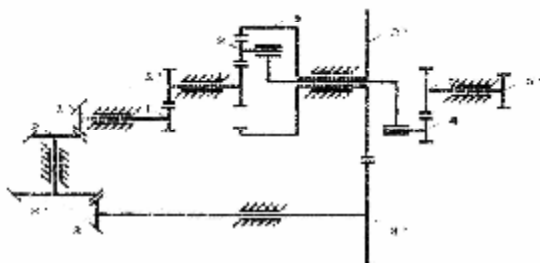
Задача 22



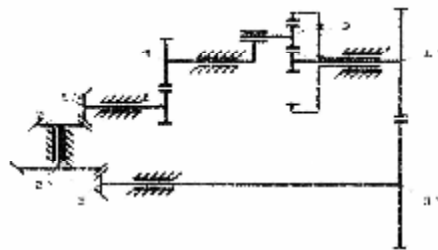
Задача 24



Задача 23



Задача 25



5 КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

5.1 Цели курсового проектирования

1. Ознакомить студентов с основными методами кинематического и динамического анализа механизмов, а также с элементами проектирования кинематических схем механизмов.

2. Научить студентов самостоятельно применять теоретические положения ТММ при исследовании и проектировании конкретного механизма, что должно способствовать усвоению и закреплению теоретического материала, излагаемого на лекциях и в учебниках.

Кроме того, проведение курсового проектирования по ТММ должно привить студентам некоторые навыки научно-исследовательской работы.

5.2 Объём и содержание курсового проекта

Курсовой проект состоит из графического и расчётно-пояснительной записки. Графическая часть состоит из 4-х листов формата 24 ГОСТ3450-60(A1):

1. Динамический синтез рычажного механизма.
2. Кинематический и силовой анализ механизмов.
3. Синтез и анализ кулачкового механизма.
4. Синтез и анализ зубчатого механизма.

5.3 Оформление чертежей

Графическая часть проекта должна быть выполнена с соблюдением всех правил машиностроительного черчения. Шрифт должен быть стандартным. Чертить можно в карандаше или туши. Разрешается пользоваться цветными карандашами или тушью. Все вспомогательные построения должны быть сохранены на чертежах. На всех графиках, планах и т.д. должны быть числовые значения и размерности масштабов, принятые в ТММ. Шарниры стержневых механизмов, а также все точки, полученные на графиках и диаграммах, отмечаются кружками, диаметром 1-2 мм. Ординаты графиков и все добавочные построения проводятся тонкими линиями, искомые кривые, траектории точек, планы скоростей, ускорений и сил и одно положение механизма проводятся сплошными линиями.

Все звенья необходимо пронумеровать. Центры шарниров и другие точки механизма обозначаются заглавными буквами с индексами, обозначающими соответствующее положение механизма.

На планах скоростей, ускорений, сил необходимо проставлять стрелки, указывающие направление векторов.

В правом нижнем углу вычерчивается или ставится штамп установленного формата.

Листы, выполненные небрежно или без соблюдения предъявленных к ним требований, не принимаются.

5.4 Оформление расчётно-пояснительной записки

По каждому листу необходимо составить пояснительную записку с расчетами и необходимыми иллюстрациями. Записки делаются чернилами на одной стороне листа писчей бумаги формата 297x210, иллюстрации (эскизы) карандашом. Каждая страница должна быть пронумерована. Цифры необходимо проставлять сверху посередине листа. На странице должны быть поля по 25-30 мм с каждой стороны.

Записи должны быть краткими, но должны содержать в себе весь необходимый расчетный материал с объяснениями.

Начальная страница записки к каждому листу проекта должна начинаться с нового листа и должна иметь название, одинаковое с названием самого листа. На этой странице нужно привести схему исследуемого механизма со всеми входными данными с указанием их размерностей. Для каждого листа необходимо дать методику и способы решения поставленных задач, объяснение выполняемых построений, все необходимые формулы с подстановкой затем числовых значений, результаты подсчетов с указанием размерности полученной величины, подбор и определение числовых масштабов диаграмм.

Следует привести список использованной литературы. Каждый лист проекта с соответствующей частью расчетно-пояснительной записки проверяется и подписывается преподавателем и сохраняется студентом до защиты проекта.

Защита курсового проекта оценивается дифференцированным зачетом. Оценка проставляется на основе результатов защиты с учетом качества выполнения проекта.

При защите проекта студент должен обнаружить знания по всем вопросам, связанным с методикой выполнения листов проекта, и ответить на теоретические вопросы, имеющие отношения к расчетам по данному проекту.

6 СОДЕРЖАНИЕ ПРОЕКТА

6.1 Кинематический анализ механизма

1. Построить механизм в одном из его положений. Обычно это первое положение, определяемое углом φ .
2. Построить план скоростей и ускорений по найденным значениям угловой скорости и углового ускорения входного звена.
3. Определить значения угловых и линейных параметров звеньев и точек механизма, полученных методом планов.

4. Определить эти же параметры аналитическим методом, сравнить их значения со значениями, полученными методом планов, и при расхождениях, не превышающих 5 %, ввести входные и выходные параметры в компьютер и получить распечатки.

6.2 Силовой анализ механизма

1. Произвести силовой анализ механизма и определить реакции в кинематических парах и уравнивающую силу.
2. Построить безмасштабный план скоростей, повернутый на 90° и методом рычага Н.Е. Жуковского определить уравнивающую силу.
3. Ввести в компьютер все входные параметры по кинематическому и силовому анализу и получить распечатку по силовому анализу.

6.3 Синтез и анализ кулачкового механизма

Выполнить:

1. Для поступательно движущегося или коромыслового толкателя (в зависимости от задания) определить все кинематические параметры. В дальнейшем, для удобства, ведомое звено кулачкового механизма будем называть просто толкателем или коромыслом в зависимости от вида его движения.
2. Построить диаграмму аналогов скоростей.
3. Определить радиус начальной шайбы кулачка и построить центровой профиль кулачка.
4. Составить таблицу входных данных и рассчитать на ЭВМ центровой профиль кулачка.
5. По данным, выведенным на печать, построить центровой профиль кулачка на построенном ранее профиле.
6. Провести кинематическое исследование планетарной (дифференциальной) передачи графическим и аналитическим методами и сравнить результаты.
7. Ввести данные в ЭВМ и получить распечатку.

6.4 Синтез и анализ зубчатого механизма

Выполнить:

1. По заданным параметрам определить основные размеры зубчатых колес.
2. Построить картину зацепления.
3. Показать на чертеже теоретическую линию зацепления и выделить на ней практическую часть.
4. Показать на чертеже и определить дугу зацепления.
5. Выделить рабочие участки профилей зубьев.

6. Определить коэффициент перекрытия двумя способами: аналитическим и с помощью данных, полученных на чертеже зубчатого зацепления. Проверить значение коэффициента перекрытия с помощью ЭВМ и получить распечатку.
7. Построить в масштабе схему планетарного механизма и построить для него картины линейных и угловых скоростей.
8. Определить передаточное отношение между входным и выходным звеньями планетарной части механизма аналитическим методом и сравнить полученный результат с результатом, полученным графическим методом.
9. Ввести необходимые данные в компьютер и получить распечатку.

7 ПОЯСНЕНИЯ И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ПРОЕКТА

7.1 Кинематический анализ механизма

Необходимо построить рычажный механизм в положении, заданным углом наклона входного звена к оси абсцисс. Под этим чертежом строятся план скоростей и план ускорений. Необходимо учесть, что на этой половине листа больше не будет построений, и следовательно, эти три чертежа необходимо распределить так, чтобы они максимально заняли отведенную площадь листа, тем более, для того, чтобы планы скоростей и ускорений дали меньше погрешности, необходимо строить их как можно крупнее.

Масштабы построения планов скоростей и ускорений необходимо выбрать такими, чтобы длина первого вектора была в пределах 60-80 мм, и при этом значение масштаба выражалось бы удобным числом.

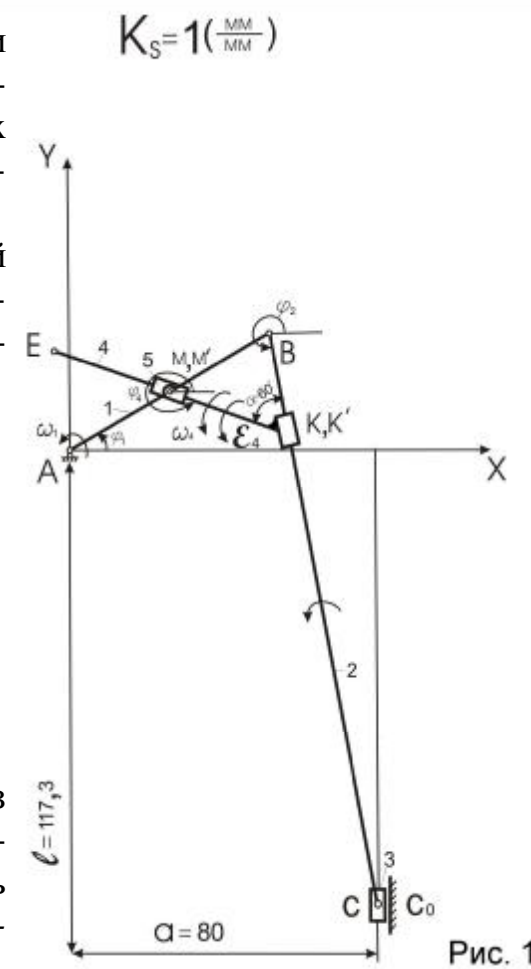
Следующий этап, представляющий собой аналитический метод исследования механизма, выполняется только в пояснительной записке.

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД

Этот раздел рассмотрим на примере.

Входные данные: $l_1 = 60 \text{ мм} = 0,06 \text{ м};$
 $l_2 = 150 \text{ мм} = 0,15 \text{ м};$
 $AM' = l_{1/2} = 30 \text{ мм} = 0,03 \text{ м};$
 $a = 60^\circ;$
 $j_1 = 30^\circ;$
 $w_1 = 50 \text{ с}^{-1}.$

Вычерчиваем схему механизма без масштаба в положении, примерно соответствующем принятому для исследования. Пусть это будет первое положение механизма. (рис. 1)



Сначала рассмотрим первый контур механизма, состоящий из подвижных звеньев 1,2,3. Построим его в крайнем правом (нулевом) положении.

Исследуем контур основного механизма.

Определим узлы звеньев.

Составим векторное уравнение:

$$\overline{l_c} + \overline{l_1} + \overline{l_2} = \overline{a}$$

Спроектируем данное уравнение на оси X и Y:

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos j_1 + l_2 \cdot \cos j_2 = a, \\ -l_c + l_1 \cdot \sin j_1 + l_2 \cdot \sin j_2 = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Из 1-ого уравнения найдём угол j_2 :

$$\cos j_2 = \frac{a - l_1 \cdot \cos j_1}{l_2} = \frac{0.08 - 0.06 \cdot \cos 30^\circ}{0.15} = 0.1869;$$

$$j_2 = \arccos 0.1869 = 280.77^\circ;$$

Продифференцируем систему (1) по времени:

$$\begin{cases} -l_1 \cdot \sin j_1 \cdot w_1 - l_2 \cdot \sin j_2 \cdot w_2 = 0, \\ l_1 \cdot \cos j_1 \cdot w_1 + l_2 \cdot \cos j_2 \cdot w_2 = V_{cc_0}. \end{cases} \quad (2)$$

Из 1-ого уравнения найдём угловую скорость v_2 :

$$v_2 = -\frac{l_1 \cdot \sin j_1 \cdot w_1}{l_2 \cdot \sin j_2} = -\frac{0.06 \cdot \sin 30^\circ \cdot 50}{0.15 \cdot \sin 280.77^\circ} = 10.179 (c^{-1}).$$

Из 2-ого уравнения найдём скорость V_{cc_0} :

$$V_{cc_0} = l_1 \cdot \cos j_1 \cdot w_1 + l_2 \cdot \cos j_2 \cdot w_2 = 0.06 \cdot \cos 30^\circ \cdot 50 + 0.15 \cdot \cos 280.77^\circ \cdot 10.179 = 2.883 (м/с).$$

Продифференцируем систему (2) по времени:

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos j_1 \cdot w_1^2 + l_2 \cdot \cos j_2 \cdot w_2^2 + l_2 \cdot \sin j_2 \cdot e_2 = 0, \\ -l_1 \cdot \sin j_1 \cdot w_1^2 - l_2 \cdot \sin j_2 \cdot w_2^2 + l_2 \cdot \cos j_2 \cdot e_2 = a^r_{cc_0} \end{cases} \quad (3)$$

Из 1-ого уравнения найдём угловое ускорение e_2 :

$$e_2 = -\frac{l_1 \cdot \cos j_1 \cdot w_1^2 + l_2 \cdot \cos j_2 \cdot w_2^2}{l_2 \cdot \sin j_2} = -\frac{0.06 \cdot \cos 30^\circ \cdot 50^2 + 0.15 \cdot \cos 280.77^\circ \cdot 10.179^2}{0.15 \cdot \sin 280.77^\circ} = 901.2486 (c^{-2}).$$

Из 2-ого уравнения найдём релятивное ускорение $a^r_{cc_0}$:

$$a^r_{cc_0} = l_2 \cdot \cos j_2 \cdot e_2 - l_1 \cdot \sin j_1 \cdot w_1^2 - l_2 \cdot \sin j_2 \cdot w_2^2 = 0.15 \cdot \cos 280.77^\circ \cdot 901.2486 - 0.06 \cdot \sin 30^\circ \cdot 50^2 - 0.15 \cdot \sin 280.77^\circ \cdot 10.179^2 = -34.469 (м/с^2).$$

Переходим к исследованию присоединительной группы 2(5):

Рассмотрим контур МВК':

Обозначим: $\overline{l_{BK'}} = \overline{l_2}$; $\overline{l_{M'K}} = \overline{l_4}$, где: $l_{MB} = 0.03 (м)$.

Угол j_4 будет равен:

$$j_4 = 180^\circ - 360^\circ + j_2 + a + 180^\circ = j_2 + a = 280.77^\circ + 60^\circ = 340.77^\circ.$$

Составим векторную сумму:

$$\overline{l_1} + \overline{l_2} = \overline{l_4}.$$

Спроектируем данное уравнение на оси X и Y:

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos j_1 + l_2 \cdot \cos j_2 = l_4 \cdot \cos j_4, \\ l_1 \cdot \sin j_1 + l_2 \cdot \sin j_2 = l_4 \cdot \sin j_4. \end{cases} \quad (4)$$

Из 2-ого уравнения поворотом на угол j_2 найдём длину l_4 :

$$l_4 = \frac{l_1 \cdot \sin(j_1 - j_2)}{\sin(j_4 - j_2)} = \frac{0.03 \cdot \sin(30^\circ - 280.77^\circ)}{\sin(340.77^\circ - 280.77^\circ)} = 0.0327(м).$$

Из 2-ого уравнения поворотом на угол j_4 найдём длину l_2 :

$$l_2 = -\frac{l_1 \cdot \sin(j_1 - j_4)}{\sin(j_2 - j_4)} = -\frac{0.03 \cdot \sin(30^\circ - 340.77^\circ)}{\sin(280.77^\circ - 340.77^\circ)} = 0.0262(м).$$

Продифференцируем систему (4) по времени:

$$\begin{cases} -l_1 \cdot \sin j_1 \cdot w_1 - l_2 \cdot \sin j_2 \cdot w_2 + V_{K'K} \cdot \cos j_2 = V_{M'M} \cdot \cos j_4 - l_4 \cdot \sin j_4 \cdot w_4, \\ l_1 \cdot \cos j_1 \cdot w_1 + l_2 \cdot \cos j_2 \cdot w_2 + V_{K'K} \cdot \sin j_2 = V_{M'M} \cdot \sin j_4 + l_4 \cdot \cos j_4 \cdot w_4. \end{cases} \quad (5)$$

Из 2-ого уравнения поворотом на угол j_2 найдём линейную скорость $V_{M'M}$:

$$\begin{aligned} V_{M'M} &= \frac{l_1 \cdot \cos(j_1 - j_2) \cdot w_1 + l_2 \cdot w_2 - l_4 \cdot \cos(j_4 - j_2) \cdot w_4}{\sin(j_4 - j_2)} = \\ &= \frac{0.03 \cdot \cos(30^\circ - 280.77^\circ) \cdot 50 + 0.0262 \cdot 10.179 - 0.0327 \cdot \cos(340.77^\circ - 280.77^\circ) \cdot 10.179}{\sin(340.77^\circ - 280.77^\circ)} = -0.4546(м/с), \end{aligned}$$

$$\text{где: } w_4 = w_2 = 10,179(c^{-1}),$$

т.к. звенья 2 и 4 соединены поступательно.

Из 1-ого уравнения поворотом на угол j_4 найдём линейную скорость

$$\begin{aligned} V_{K'K} &: \\ V_{K'K} &= \frac{V_{M'M} + l_1 \cdot \sin(j_1 - j_4) \cdot w_1 + l_2 \cdot \sin(j_2 - j_4) \cdot w_2}{\cos(j_2 - j_4)} = \\ &= \frac{-0.4546 + 0.03 \cdot \sin(30^\circ - 340.77^\circ) \cdot 50 + 0.0262 \cdot \sin(280.77^\circ - 340.77^\circ) \cdot 10.179}{\cos(280.77^\circ - 340.77^\circ)} = 0.9008(м/с). \end{aligned}$$

Продифференцируем систему (5) по времени:

$$\begin{cases} -l_1 \cdot \cos j_1 \cdot w_1^2 - l_2 \cdot \cos j_2 \cdot w_2^2 - l_2 \cdot \sin j_2 \cdot e_2 - 2V_{K'K} \cdot \sin j_2 \cdot w_2 + a^{r_{K'K}} \cdot \cos j_2 = \\ = a^{r_{M'M}} \cdot \cos j_4 - 2V_{M'M} \cdot \sin j_4 \cdot w_4 - l_4 \cdot \cos j_4 \cdot w_4^2 - l_4 \cdot \sin j_4 \cdot e_4, \\ -l_1 \cdot \sin j_1 \cdot w_1^2 - l_2 \cdot \sin j_2 \cdot w_2^2 + l_2 \cdot \cos j_2 \cdot e_2 + 2V_{K'K} \cdot \cos j_2 \cdot w_2 + a^{r_{K'K}} \cdot \sin j_2 = \\ = a^{r_{M'M}} \cdot \sin j_4 + 2V_{M'M} \cdot \cos j_4 \cdot w_4 + l_4 \cdot \cos j_4 \cdot e_4 - l_4 \cdot \sin j_4 \cdot w_4^2. \end{cases} \quad (6)$$

Из 2-ого уравнения поворотом на угол j_2 найдём релятивное ускорение

$$\begin{aligned} a^{r_{M'M}} &: \\ a^{r_{M'M}} &= \frac{l_2 \cdot e_2 + 2V_{K'K} \cdot w_2 - l_1 \cdot \sin(j_1 - j_2) \cdot w_1^2 - 2V_{M'M} \cdot \cos(j_4 - j_2) \cdot w_4}{\sin(j_4 - j_2)} + \\ &+ \frac{-l_4 \cdot \cos(j_4 - j_2) \cdot e_4 + l_4 \cdot \sin(j_4 - j_2) \cdot w_4^2}{\sin(j_4 - j_2)} = \\ &= \frac{0.0262 \cdot 901.2486 + 2 \cdot 0.9008 \cdot 10.179 - 0.03 \cdot \sin(30^\circ - 280.77^\circ) \cdot 50^2}{\sin(340.77^\circ - 280.77^\circ)} + \\ &+ \frac{-2 \cdot (-0.4546) \cdot \cos(340.77^\circ - 280.77^\circ) \cdot 10.179 - 0.0327 \cdot \cos(340.77^\circ - 280.77^\circ) \cdot 901.2486}{\sin(340.77^\circ - 280.77^\circ)} + \\ &+ \frac{0.0327 \cdot \sin(340.77^\circ - 280.77^\circ) \cdot 10.179^2}{\sin(340.77^\circ - 280.77^\circ)} = -41.614(м/с^2). \end{aligned}$$

Из 2-ого уравнения поворотом на угол j_4 найдём релятивное ускорение

$$a^{r_{K'K}} :$$

$$\begin{aligned}
a_{K'K}^r &= \frac{2V_{M'M} \cdot w_4 + l_4 \cdot e_4 + l_1 \cdot \sin(j_1 - j_4) \cdot w_1^2 + l_2 \cdot \sin(j_2 - j_4) \cdot w_2^2}{\sin(j_2 - j_4)} + \\
&+ \frac{-l_2 \cdot \cos(j_2 - j_4) \cdot e_2 - 2V_{K'K} \cdot \cos(j_2 - j_4) \cdot w_2}{\sin(j_2 - j_4)} = \\
&= \frac{2 \cdot (-0.4546) \cdot 10.179 + 0.0327 \cdot 901.2486 + 0.03 \cdot \sin(30^\circ - 340.77^\circ) \cdot 50^2}{\sin(280.77^\circ - 340.77^\circ)} + \\
&+ \frac{0.0262 \cdot \sin(280.77^\circ - 340.77^\circ) \cdot 10.179^2 - 0.0262 \cdot \cos(280.77^\circ - 340.77^\circ) \cdot 901.2486^2}{\sin(280.77^\circ - 340.77^\circ)} - \\
&- \frac{2 \cdot 0.9008 \cdot \cos(280.77^\circ - 340.77^\circ) \cdot 10.179}{\sin(280.77^\circ - 340.77^\circ)} = -61.994(\text{м/с}^2),
\end{aligned}$$

где: $e_4 = e_2 = 901,2486(\text{с}^{-2})$, т.к. звенья 2 и 4 соединены поступательно.

Входные данные:

$$l_1 = 60\text{мм} = 0,06\text{м};$$

$$l_2 = 150\text{мм} = 0,15\text{м};$$

$$AM' = l_{1/2} = 30\text{мм} = 0,03\text{м};$$

$$a = 60^\circ;$$

$$j_1 = 30^\circ;$$

$$w_1 = 50 \text{ рад/с};$$

Погонная масса $q = 30 \text{ кг/м};$

Сила сопротивления $P_C = 60 \text{ Н}.$

Строим механизм в масштабе длины $m_E = 1\text{мм/мм} = 1\text{м/м}.$ При этом расстояние a выбираем из условия $l_1 + a < l_2.$ ($a = 80\text{мм} = 0,08\text{м}.$)

Построение плана скоростей (рисунок 2)

Определим скорость точки В конца кривошипа: $V_B = w_1 \cdot l_1 = 50 \cdot 0.06 = 3(\text{м/с}).$

Откладываем вектор $\overline{V_B} = 60\text{мм},$ при этом получается масштаб, равный:

$$m_V = \frac{V_B}{\overline{V_B}} = \frac{3}{60} = 0.05(\text{м/с} \cdot \text{мм}).$$

Построив план скоростей, определяем все линейные и угловые скорости точек и звеньев механизма:

$$V_{CB} = \overline{V_{CB}} \cdot m_V = 30 \cdot 0.05 = 1.5(\text{м/с}),$$

$$w_2 = \frac{V_{CB}}{l_2} = \frac{1.5}{0.15} = 10(\text{рад/с}).$$

Учтём, что $w_4 = w_2 = 10(\text{рад/с}),$ т.к. звенья 2 и 4 соединены поступательно.

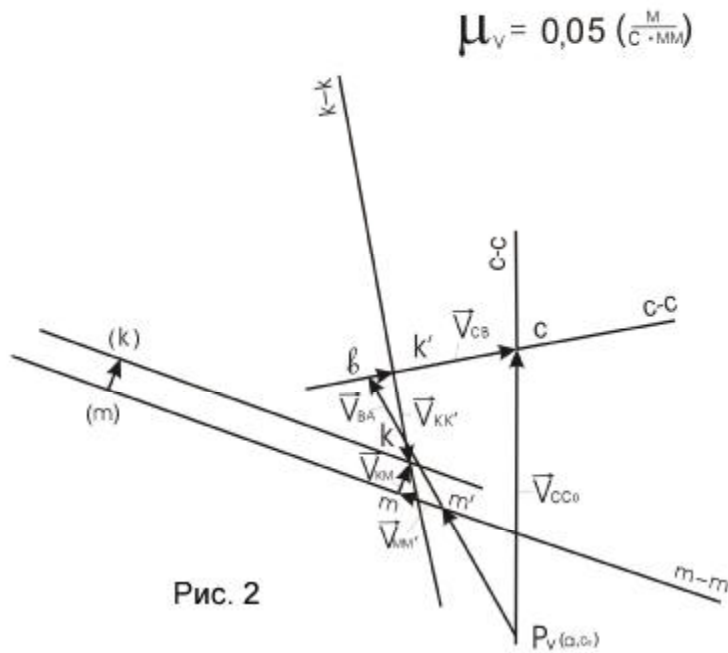
$$V_{KM} = w_4 \cdot l_{KM} = 10 \cdot 0,033 = 0,33(\text{м/с}),$$

$$\overline{V_{KM}} = \frac{V_{KM}}{m_V} = \frac{0.33}{0.05} = 6.6(\text{мм}).$$

$$V_{KK'} = \overline{V_{KK'}} \cdot m_V = 18 \cdot 0.05 = 0.9(\text{м/с}),$$

$$V_{CC_o} = \overline{V_{CC_o}} \cdot m_V = 57.5 \cdot 0.05 = 2.875(\text{м/с}),$$

$$V_{MM'} = \overline{V_{MM'}} \cdot m_V = 9 \cdot 0.05 = 0.45(\text{м/с}).$$



Построение плана ускорений (рисунок 3)

Определим ускорение точки B конца кривошипа:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t.$$

Принимая среднюю угловую скорость входного звена за постоянную величину, получаем:

$$a_B = a_{BA}^n = \omega_1^2 \cdot l_1 = 50^2 \cdot 0,06 = 150 (M/c^2).$$

Из полюса Pa откладываем вектор $\bar{a}_B = 75 \text{ мм}$ параллельно звену AB в сторону центра вращения кривошипа и обозначаем конец этого вектора буквой b . При этом масштаб плана ускорений получается равным:

$$m_a = \frac{a_B}{a_B} = \frac{150}{75} = 2 (M/c^2 \cdot \text{мм}).$$

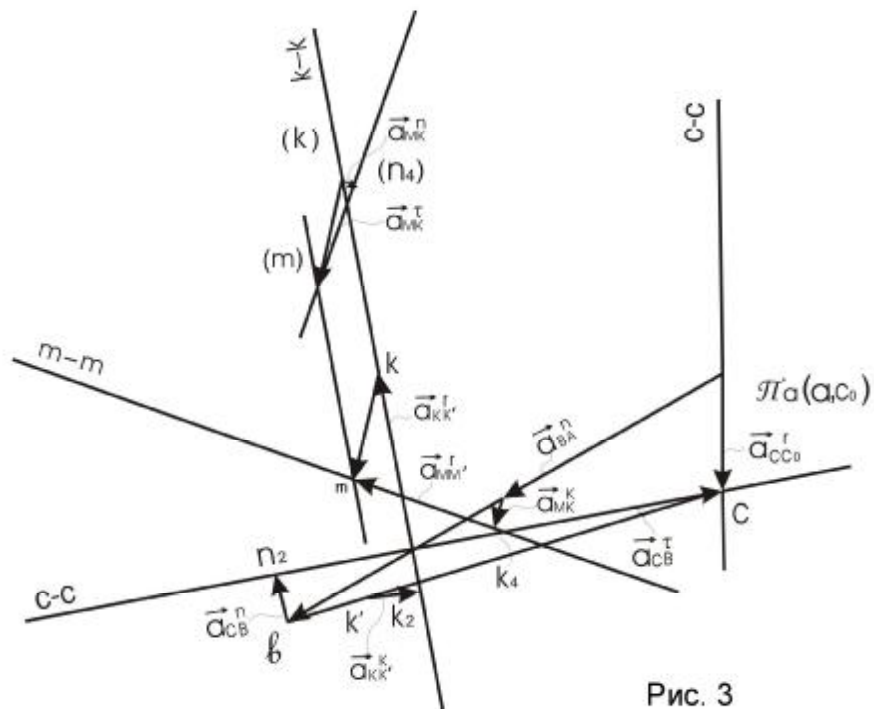
Построив план ускорений, определяем все линейные и угловые ускорения точек и звеньев механизма:

$$a_{CB}^n = \omega_2^2 \cdot l_2 = 10^2 \cdot 0,15 = 15 (M/c^2);$$

$$\Rightarrow \bar{a}_{CB}^n = \frac{a_{CB}^n}{m_a} = \frac{15}{2} = 7,5 (\text{мм}).$$

$$a_{CB}^t = \bar{a}_{CB}^t \cdot m_a = 67,5 \cdot 2 = 135 (M/c^2).$$

$$\mu_a = 2 \left(\frac{M}{C^2 \cdot MM} \right)$$



$$e_2 = \frac{a_{CB}^t}{l_2} = \frac{135}{0.15} = 900(\text{рад}/c^2).$$

Учтём, что $e_4 = e_2 = 900(\text{рад}/c^2)$, т.к. звенья 2 и 4 соединены поступательно.

$$a_{MM'}^K = 2w_4 \cdot V_{MM'} = 2 \cdot 10 \cdot 0.45 = 9(\text{м}/c^2) \Rightarrow \vec{a}_{MM'}^{-K} = \frac{a_{MM'}^K}{m_a} = \frac{9}{2} = 4.5(\text{мм}).$$

$$a_{MK}^n = w_4^2 \cdot l_{MK} = 10^2 \cdot 0.033 = 3.3(\text{м}/c^2); \Rightarrow \vec{a}_{MK}^{-n} = \frac{a_{MK}^n}{m_a} = \frac{3.3}{2} = 1.65(\text{мм}).$$

$$a_{MK}^t = e_4 \cdot l_{MK} = 900 \cdot 0.033 = 29.7(\text{м}/c^2) \left/ \vec{a}_{MK}^{-t} = \frac{a_{MK}^t}{m_a} = \frac{29.7}{2} = 14.85(\text{мм}). \right.$$

$$a_{KK'}^K = 2w_2 \cdot V_{KK'} = 2 \cdot 10 \cdot 0.9 = 18(\text{м}/c^2); \Rightarrow \vec{a}_{KK'}^{-K} = \frac{a_{KK'}^K}{m_a} = \frac{18}{2} = 9(\text{мм}).$$

$$a_{CC_0}^r = \vec{a}_{CC_0}^r \cdot m_a = 17.5 \cdot 2 = 35(\text{м}/c^2);$$

$$a_{MM'}^r = \vec{a}_{MM'}^r \cdot m_a = 20.5 \cdot 2 = 41(\text{м}/c^2);$$

$$a_{KK'}^r = \vec{a}_{KK'}^r \cdot m_a = 31.4 \cdot 2 = 62.8(\text{м}/c^2).$$

Таблица сравнения результатов

№	Параметры	Результаты полученные графически	Результаты полученные аналитически	Расхождение результатов в %
1.	w_2, c^{-1}	10	10,179	1,76
2.	e_2, c^{-2}	900	901,2486	0,14
3.	$V_{CC_0}, м/с$	2,875	2,883	0,28
4.	$a_{CC_0}^r, м/с^2$	35	-34,469	1,52
5.	$V_{MM'}, м/с$	0,45	-0,4546	1,01
6.	$V_{KK'}, м/с$	0,9	0,9008	0,09
7.	$a_{MM'}^r, м/с^2$	41	-41,6136	1,48
8.	$a_{KK'}^r, м/с^2$	62,8	-61,994	1,28

7.2 Силовой анализ механизма

Проведём силовой анализ для основного механизма.

Силовой анализ механизма заключается в определении реакций в кинематических парах и уравновешивающей силы, приложенной к концу входного звена. Известно, что по величине уравновешивающей силы можно определить мощность двигателя. При реальном исследовании механизмов уравновешивающая сила определяется не для одного, а для всех положений механизма в течении полного оборота входного звена, а затем по максимальному значению этой силы определяется мощность двигателя для обеспечения нормальной работы механизма.

Силовой анализ механизма проводится, как правило, только для основного механизма. Последовательность выполнения этой работы рассмотрим на примере того же механизма.

Примечание:

1. Вес звеньев, имеющих форму стержней, следует определять по формуле:

$$G = g \cdot l_1,$$

где l – длина стержня, см;

$g = 0,1 \text{ кг/см}$ – погонный вес стержня;

2. Вес звеньев, имеющих треугольную форму, следует определять по той же формуле, но вместо l подставлять $(l_1 + l_2 + l_3)$ – периметр треугольника.

3. Вес ползунов на подвижных направляющих следует принимать равным весу шатуна, а весом ползунов на подвижных направляющих – пренебрегать.

4. Центры масс звеньев, имеющих форму стержней, брать посередине последних, а имеющих форму треугольника – на пересечении медиан.

5. Момент инерции стержня относительно оси вращения определять по формуле:

$$I_0 = \frac{ml^2}{3}, \text{ кгМ} \cdot \text{сек}^2,$$

где m – масса звена,

l – длина звена, м;

Момент инерции стержня относительно оси, проходящей через центр масс, определять по формуле:

$$I_s = \frac{ml^2}{12}, \text{ кгМ} \cdot \text{сек}^2.$$

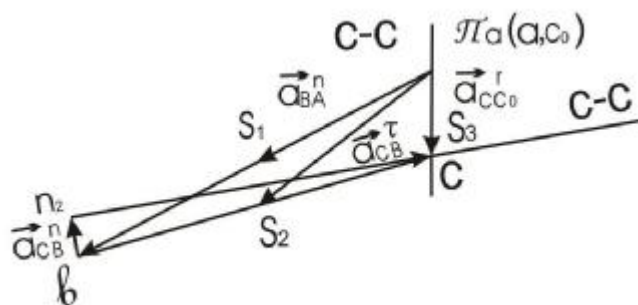


Рис. 4

Звенья, имеющие треугольную форму, считать составленными из стержней.

6. При выполнении графической части работы необходимо обособленно вычер-

тить группы Асура, составляющие данный механизм, приложить к звеньям этих групп необходимые для расчёта силы и построить в масштабе $K_p \left[\frac{\text{кг}}{\text{мм}} \right]$ планы сил для каждой группы. Предварительно на плане ускорений должны быть показаны ускорения центров масс.

7. При силовом расчёте по методу рычага Жуковского – вначале определяется приведённая сила, точкой приложения которой является палец кривошипа, а линия действия этой силы перпендикулярна к кривошипу.

Вычерчиваем основной механизм, состоящий из входного звена 1 и звеньев 2 и 3, образующих группу Асура 2(2). Рядом с ним располагаем план ускорений (рисунок 4), на котором дополнительно указываем ускорения центров тяжести звеньев. Затем разбиваем механизм на группы Асура и проводим силовой анализ группы, наиболее удалённой от входного звена. В нашем примере это звенья 2 и 3 (группа 2[2]). (рисунок 5)

Эти звенья нагружаем силами и моментами. Силы тяжести и силы инерции прикладываем к центрам тяжести звеньев, а моменты сил инерции – к самим звеньям,

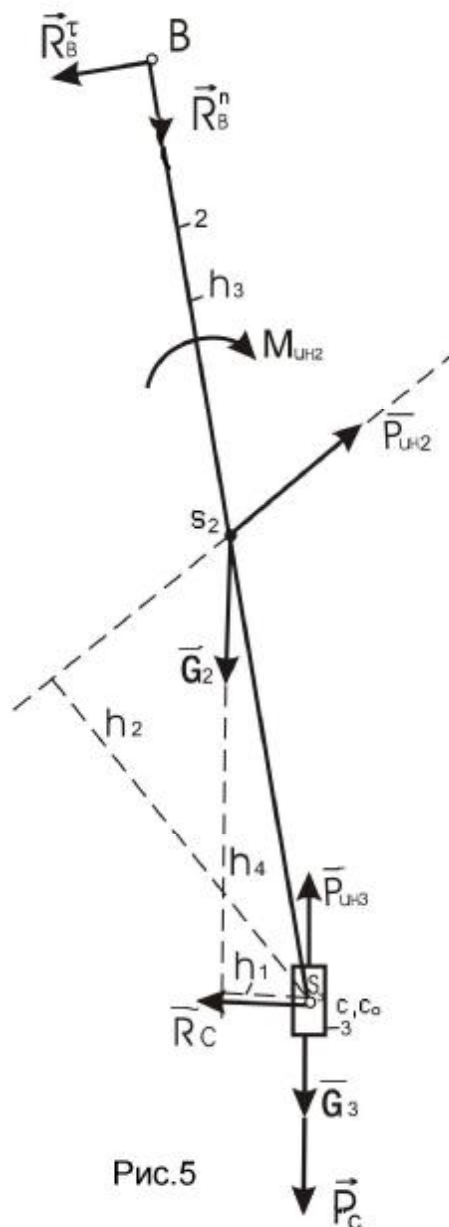


Рис.5

направления которых будут противоположны направлениям угловых ускорений. Силы инерции прикладываем параллельно и противоположно векторам ускорений центров тяжести. Величины сил и моментов определяем так: силы тяжести $G_i = m_i \cdot g$, где $g = 9.81 \text{ м/с}^2$;

массы $m_i = g \cdot l_i$, где $g = 30 \text{ кг/м}$ - погонная масса;

l_i - длина звена (м).

$$m_1 = 30 \cdot 0.06 = 1.8(\text{кг});$$

$$m_2 = 30 \cdot 0.15 = 4.5(\text{кг});$$

$$m_3 = 0.5 \cdot m_2 = 0.5 \cdot 4.5 = 2.25(\text{кг}).$$

Т. обр. силы тяжести звеньев будут равны:

$$G_1 = m_1 \cdot g = 1.8 \cdot 9.81 = 17.658\text{Н};$$

$$G_2 = m_2 \cdot g = 4.5 \cdot 9.81 = 44.145\text{Н};$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 2.25 \cdot 9.81 = 22.073\text{Н}.$$

Определим силы инерции по формуле:

$$P_{ин_i} = -m_i \cdot a_{si}$$

Здесь a_{si} - ускорение центра масс звена, которое определяется по плану ускорений. Знак “-” указывает на то, что сила инерции направлена параллельно и противоположно ускорению центра масс.

$$P_{ин_1} = -m_1 \cdot a_{s1} = m_1 \cdot \overrightarrow{PaS_1} \cdot \mathbf{m}_a = 1.8 \cdot 37.5 \cdot 2 = 135(\text{Н});$$

$$P_{ин_2} = -m_2 \cdot a_{s2} = m_2 \cdot \overrightarrow{PaS_2} \cdot \mathbf{m}_a = 4.5 \cdot 42.5 \cdot 2 = 382.5(\text{Н});$$

$$P_{ин_3} = -m_3 \cdot a_{s3} = m_3 \cdot \overrightarrow{PaS_3} \cdot \mathbf{m}_a = 2.25 \cdot 17.5 \cdot 2 = 78.75(\text{Н}).$$

Момент силы инерции 2-ого звена равен:

$$M_{ин_2} = -I_{s2} \cdot \mathbf{e}_2 = \frac{m_2 \cdot l_2^2}{12} \cdot \mathbf{e}_2 = \frac{4.5 \cdot (0.15)^2}{12} \cdot 900 = 7.594(\text{кг} \cdot \text{м}^2).$$

Направление моментов противоположно направлению углового ускорения звена 2. Сила полезного сопротивления ($P_C = 60\text{Н}$) приложена к выходному звену 3 и направлена противоположно его движению.

Силу реакции звена 3 обозначим через R_C .

Определяемую реакцию в точке В раскладываем на составляющие R_B^t и R_B^n .

Составим уравнение моментов относительно точки В и найдём реакцию R_C :

$$P_{ин_2} \cdot h_2 - G_2 \cdot h_1 + P_{ин_3} \cdot 2 \cdot h_1 - G_3 \cdot 2 \cdot h_1 - P_C \cdot 2 \cdot h_1 - R_C \cdot 2 \cdot h_4 - M_{ин_2} = 0;$$

$$R_C = \frac{P_{ин_2} \cdot h_2 - G_2 \cdot h_1 + P_{ин_3} \cdot 2 \cdot h_1 - G_3 \cdot h_1 \cdot 2 - P_C \cdot 2 \cdot h_1 - M_{ин_2}}{2 \cdot h_4} =$$

$$= \frac{382.5 \cdot 0.066 - 44.145 \cdot 0.0135 + 78.75 \cdot 2 \cdot 0.0135 - 22.073 \cdot 2 \cdot 0.0135 - 60 \cdot 2 \cdot 0.0135 - 7.594}{2 \cdot 0.0735} = 115.412(\text{Н})$$

Составим уравнение моментов относительно точки С и найдём реакцию R_B^t :

$$R_B^t \cdot h_3 - M_{ин_2} - P_{ин_2} \cdot h_2 + G_2 \cdot h_1 = 0.$$

$$R_B^t = \frac{M_{ин_2} + P_{ин_2} \cdot h_2 - G_2 \cdot h_1}{h_3} = \frac{7.594 + 382.5 \cdot 0.066 - 44.145 \cdot 0.0135}{0.15} = 222.97(\text{Н}).$$

Строим план сил по векторному уравнению равновесия группы (рисунок 6):

$$\vec{R}_B^t + \vec{R}_B^n + \vec{G}_2 + \vec{P}_{ин_2} + \vec{G}_3 + \vec{P}_C + \vec{R}_C + \vec{P}_{ин_3} = 0;$$

Ориентируясь на максимальное и минимальное значения слагаемых, выбираем масштаб плана сил равным $kp = 2\text{ Н/мм}$. При этом векторы сил получаются равными:

$$\vec{R}_B^t = \frac{R_B^t}{kp} = \frac{222.97}{2} = 111.48(\text{мм});$$

$$\vec{P}_C = \frac{P_C}{kp} = \frac{60}{2} = 30(\text{мм});$$

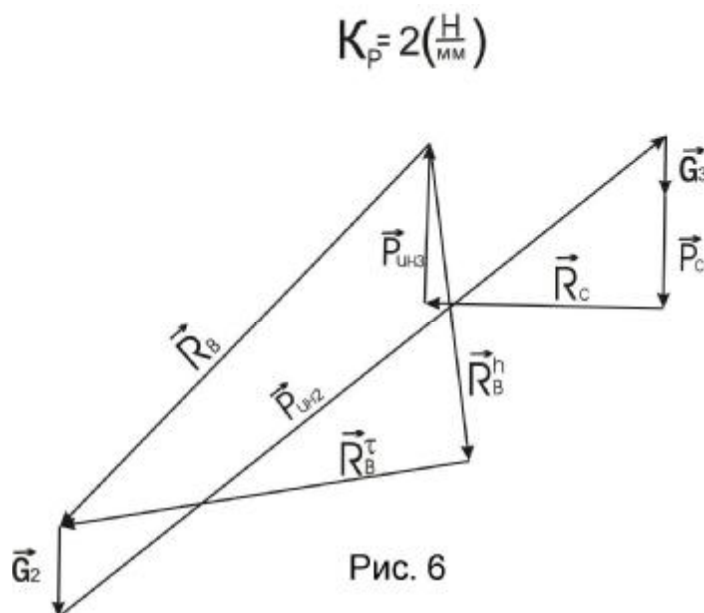
$$\vec{G}_2 = \frac{G_2}{kp} = \frac{44.145}{2} = 22.1(\text{мм});$$

$$\vec{G}_3 = \frac{G_3}{kp} = \frac{22.073}{2} = 11.04(\text{мм});$$

$$\vec{R}_C = \frac{R_C}{kp} = \frac{115.412}{2} = 57.71(\text{мм});$$

$$\vec{P}_{ин2} = \frac{P_{ин2}}{kp} = \frac{382.5}{2} = 191.25(\text{мм});$$

$$\vec{P}_{ин3} = \frac{P_{ин3}}{kp} = \frac{78.75}{2} = 39.375(\text{мм}).$$



Последовательно строим все известные векторы, начиная с \vec{R}_B^t и заканчивая $\vec{P}_{ин3}$. Затем соединяем конец вектора $\vec{P}_{ин3}$ и начало вектора \vec{R}_B^t . Получаем вектор \vec{R}_B^n , который будет перпендикулярен вектору \vec{R}_B^t . Затем соединяем начало вектора \vec{R}_B^n с концом вектора \vec{R}_B^t . Получаем полную реакцию \vec{R}_B .

$$R_B = \vec{R}_B \cdot kp = 132 \cdot 2 = 264(\text{Н});$$

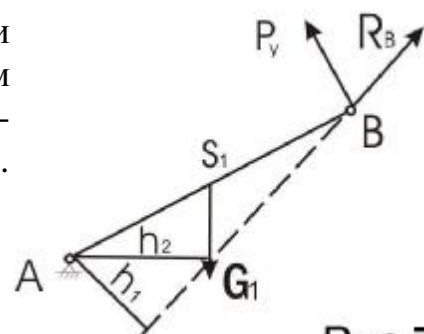
Затем определяем уравновешивающую силу. Для этого переносим в точку В входного звена реакцию R_B с противоположным направлением и к ней же прикладываем искомую уравновешивающую силу перпендикулярно входному звену (**рисунок 7**).

Кроме того, к центру тяжести прикладываем силу тяжести и из уравнения моментов относительно точки А определяем уравновешивающую силу:

$$P_y = \frac{G_1 \cdot h_2 - R_B \cdot h_1}{l_{AB}} = \frac{17.658 \cdot 0.026 - 264 \cdot 0.019}{0.06} = -75.948(\text{Н}).$$

Знак “-” указывает на противоположное направление уравновешивающей силы. Для проверки правильности проведённых расчётов определяем уравновешивающую силу вторым методом, который основан на теореме о жёстком рычаге Н.Е. Жуковского.

Строим план скоростей, повернутый на 90° . (**рисунок 8**). Для удобства первый вектор \vec{V}_B выбираем равным 60мм. Получив все точки, в том числе и точки центров тяжести звеньев, прикладываем к ним силы тяжести и силы инерции, а к вектору \vec{b}_c - момент силы инерции.



К точке с вектора $\overrightarrow{C_0C}$ прикладываем силу полезного сопротивления.

Значение момента силы инерции будет равно:

$$M_{ин_2} = \overline{M}_{ин_2} \cdot \frac{\vec{b}_c}{l_2} = 7.594 \cdot \frac{30.5}{0.15} = 1544.063(H/мм).$$

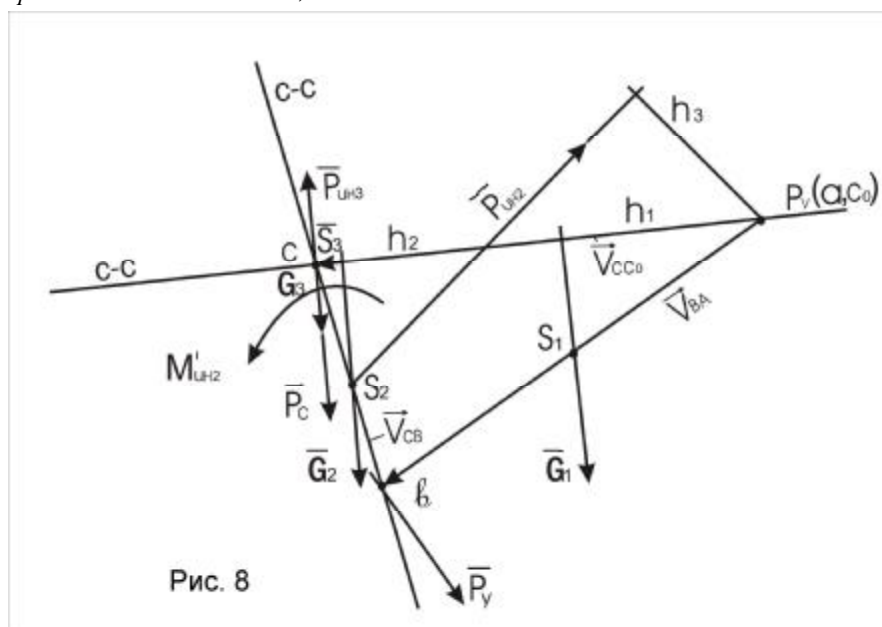
Приложив в точку b перпендикулярно вектору скорости этой точки уравновешивающую силу, определяем её из уравнения моментов относительно полюса P_V . При этом плечи сил берутся в мм чертежа без учёта какого-либо масштаба, т.к. план скоростей безмасштабный.

$$P_Y = \frac{P_{ин_3} \cdot \vec{a}_c + P_{ин_2} \cdot h_4 - G_1 \cdot h_1 - P_C \cdot \vec{a}_c - G_2 \cdot h_2 - G_3 \cdot \vec{a}_c - M_{ин_2}}{\overline{P}_V \cdot b} =$$

$$= \frac{78.75 \cdot 58 + 382.5 \cdot 23.5 - 17.658 \cdot 25.5 - 60 \cdot 58 - 44.145 \cdot 54 - 22.073 \cdot 58 - 1544.063}{60} = 73.631(H).$$

Определим расхождение результатов, полученных двумя методами:

$$d = \frac{P_Y^{nn} - P_Y^p}{P_Y^{nn}} \cdot 100\% = \frac{75,948 - 73,631}{75,948} \cdot 100\% = 3,05\%.$$



8 СИНТЕЗ И АНАЛИЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Определение кинематических характеристик толкателя

Для определения кинематических характеристик толкателя кулачкового механизма необходимо по заданной угловой скорости w_1 и фазовым углом поворота определить время, в течение которого происходит движение толкателя.

Т.к. $t = \frac{j}{w}$, то:

$$\text{время удаления: } t_1 = \frac{j_1}{w_1} = \frac{3.14}{40} = 0.0785(c);$$

$$\text{время дальнего выстоя: } t_2 = \frac{j_2}{w_1} = 0;$$

$$\text{время приближения: } t_3 = \frac{j_3}{w_1} = t_1 = \frac{3.14}{40} = 0.0785(c);$$

$$\text{время ближнего выстоя: } t_4 = \frac{j_4}{w_1} = 0.$$

В общем виде закон движения толкателя можно охарактеризовать следующими зависимостями:

$$S_2 = A \cdot t(k); \quad V_2 = \frac{A}{t_1(3)} \cdot t(k); \quad a_2 = \frac{A}{t_1^2(3)} \cdot t(k), \text{ где}$$

$$k = \frac{t}{t_1(3)} - \text{отношение текущего времени ко времени рассматриваемой фазы}$$

движения, удаления (приближения).

A – масштабный фактор.

Линейно - убывающий закон движения толкателя:

$$t(k) = 1 - 2k;$$

$$S_2 = S_m \cdot k^2 \cdot (3 - 2k);$$

$$V_2 = \pm 6 \cdot S_m \cdot \frac{k}{t_1(3)} \cdot (1 - k);$$

$$a_2 = 6 \cdot S_m \cdot \frac{1}{t_1^2(3)} \cdot (1 - 2k);$$

$$\text{где: } S_m = 70\text{мм};$$

$$t_1(3) = 0.0785\text{сек};$$

коэффициент k необходимо изменять на фазе удаления от 0 до 1 и на фазе приближения от 1 до 0 с шагом 0,125.

$$S_{2,0} = 70 \cdot (0)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0) = 0;$$

$$S_{2,1} = 70 \cdot (0.125)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0.125) = 3.008(\text{мм});$$

$$S_{2,4} = 70 \cdot (0.500)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0.500) = 35(\text{мм});$$

$$S_{2,5} = 70 \cdot (0.625)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0.625) = 47.852(\text{мм});$$

$$S_{2,2} = 70 \cdot (0.250)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0.250) = 10.938(\text{мм});$$

$$S_{2,3} = 70 \cdot (0.375)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0.375) = 22.148(\text{мм});$$

$$S_{2,6} = 70 \cdot (0.750)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0.750) = 59.063(\text{мм});$$

$$S_{2,7} = 70 \cdot (0.875)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0.875) = 66.992(\text{мм});$$

$$S_{2,8} = 70 \cdot (1)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 1) = 70(\text{мм}); \quad S_{2,12} = 35(\text{мм});$$

$$S_{2,9} = 66.992(\text{мм}); \quad S_{2,13} = 22.148(\text{мм});$$

$$S_{2,10} = 59.063(\text{мм}); \quad S_{2,14} = 10.938(\text{мм});$$

$$S_{2,11} = 47.852(\text{мм}); \quad S_{2,15} = 3.008(\text{мм});$$

$$S_{2,16} = 0.$$

$$V_{2.0} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0}{0.0785} \cdot (1 - 0) = 0;$$

$$V_{2.1} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0.125}{0.0785} \cdot (1 - 0.125) = 585.191(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.6} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0.750}{0.0785} \cdot (1 - 0.750) = 1003.2(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.7} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0.875}{0.0785} \cdot (1 - 0.875) = 585.191(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.2} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0.250}{0.0785} \cdot (1 - 0.250) = 1003.2(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.8} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{0.0785} \cdot (1 - 1) = 0;$$

$$V_{2.3} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0.375}{0.0785} \cdot (1 - 0.375) = 1253.98(\text{мм}/\text{с}); \quad V_{2.9} = -585.191(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.4} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0.500}{0.0785} \cdot (1 - 0.500) = 1337.58(\text{мм}/\text{с}); \quad V_{2.10} = -1003.2(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.5} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0.625}{0.0785} \cdot (1 - 0.625) = 1253.98(\text{мм}/\text{с}); \quad V_{2.11} = -1253.98(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.12} = -1337.58(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.13} = -1253.98(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.14} = -1003.2(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.15} = -585.191(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.16} = 0.$$

$$a_{2.0} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0) = 68157(\text{мм}/\text{с}^2);$$

$$a_{2.1} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0758)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0.125) = 51118(\text{мм}/\text{с}^2);$$

$$a_{2.8} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 1) = -68157(\text{мм}/\text{с}^2);$$

$$a_{2.9} = -51118(\text{мм}/\text{с}^2);$$

$$a_{2.2} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0.250) = 34079(\text{мм}/\text{с}^2); \quad a_{2.10} = -34079(\text{мм}/\text{с}^2);$$

$$a_{2.3} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0.375) = 17039(\text{мм}/\text{с}^2); \quad a_{2.11} = -17039(\text{мм}/\text{с}^2);$$

$$a_{2.4} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0.500) = 0; \quad a_{2.12} = 0;$$

$$a_{2.5} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0.625) = -17039(\text{мм}/\text{с}^2); \quad a_{2.13} = 17039(\text{мм}/\text{с}^2);$$

$$a_{2.6} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0.750) = -34079(\text{мм}/\text{с}^2); \quad a_{2.14} = 34079(\text{мм}/\text{с}^2);$$

$$a_{2.7} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0.875) = -51118(\text{мм}/\text{с}^2); \quad a_{2.15} = 51118(\text{мм}/\text{с}^2);$$

$$a_{2.8} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 1) = -68157(\text{мм}/\text{с}^2); \quad a_{2.16} = 68157(\text{мм}/\text{с}^2).$$

Строим графики зависимости $S_2(k), V_2(k), a_2(k)$. **(рисунок 9)**

Определение основных размеров кулачкового механизма.

Входные данные:

$$S_m = 70 \text{ мм};$$

$$w_K = 40 \text{ с}^{-1};$$

$$a_{\text{дон}} = 40^\circ;$$

$$e = 0.$$

Для определения радиуса начальной шайбы кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем построим кривую зависимости аналога скорости от перемещения. (рисунок 10) Перемещения S_2 будем откладывать от точки B_0 , соответствующей нижнему начальному положению толкателя, в направлении его движения, а аналоги скоростей $\frac{dS_2}{dj} = \frac{V_2}{w_K}$ - в перпендикулярном направлении.

$$\frac{V_{2.0}}{w_K} = \frac{0}{40} = 0;$$

$$\frac{V_{2.1}}{w_K} = \frac{585.191}{40} = 14.63(\text{мм});$$

$$\frac{V_{2.2}}{w_K} = \frac{1003.2}{40} = 25.08(\text{мм});$$

$$\frac{V_{2.3}}{w_K} = \frac{1253.98}{40} = 31.35(\text{мм});$$

$$\frac{V_{2.4}}{w_K} = \frac{1337.58}{40} = 33.44(\text{мм});$$

$$\frac{V_{2.5}}{w_K} = \frac{1253.98}{40} = 31.35(\text{мм});$$

$$\frac{V_{2.6}}{w_K} = \frac{1003.2}{40} = 25.08(\text{мм});$$

$$\frac{V_{2.7}}{w_K} = \frac{585.191}{40} = 14.63(\text{мм});$$

$$\frac{V_{2.8}}{w_K} = \frac{0}{40} = 0;$$

$$\frac{V_{2.9}}{w_K} = \frac{-585.191}{40} = -14.63(\text{мм});$$

$$\frac{V_{2.10}}{w_K} = \frac{-1003.2}{40} = -25.08(\text{мм});$$

$$\frac{V_{2.11}}{w_K} = \frac{-1253.98}{40} = -31.35(\text{мм});$$

$$\frac{V_{2.12}}{w_K} = \frac{-1337.58}{40} = -33.44(\text{мм});$$

$$\frac{V_{2.13}}{w_K} = \frac{-1253.98}{40} = -31.35(\text{мм});$$

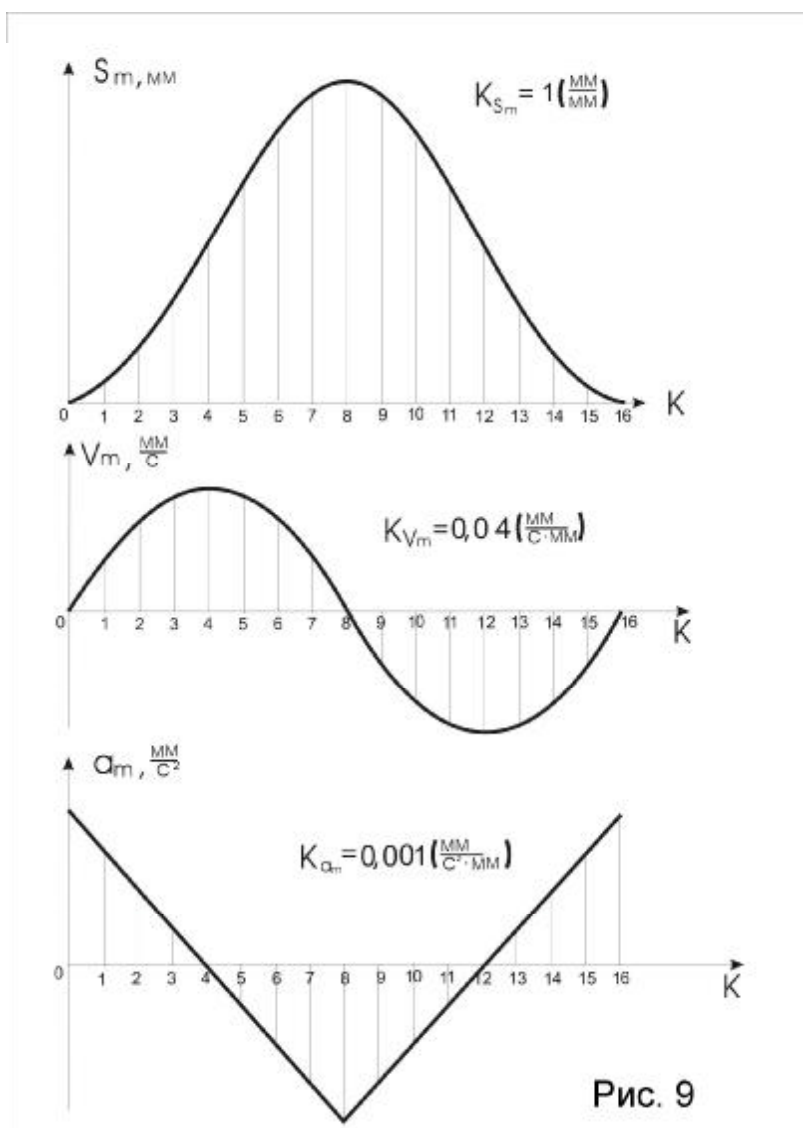
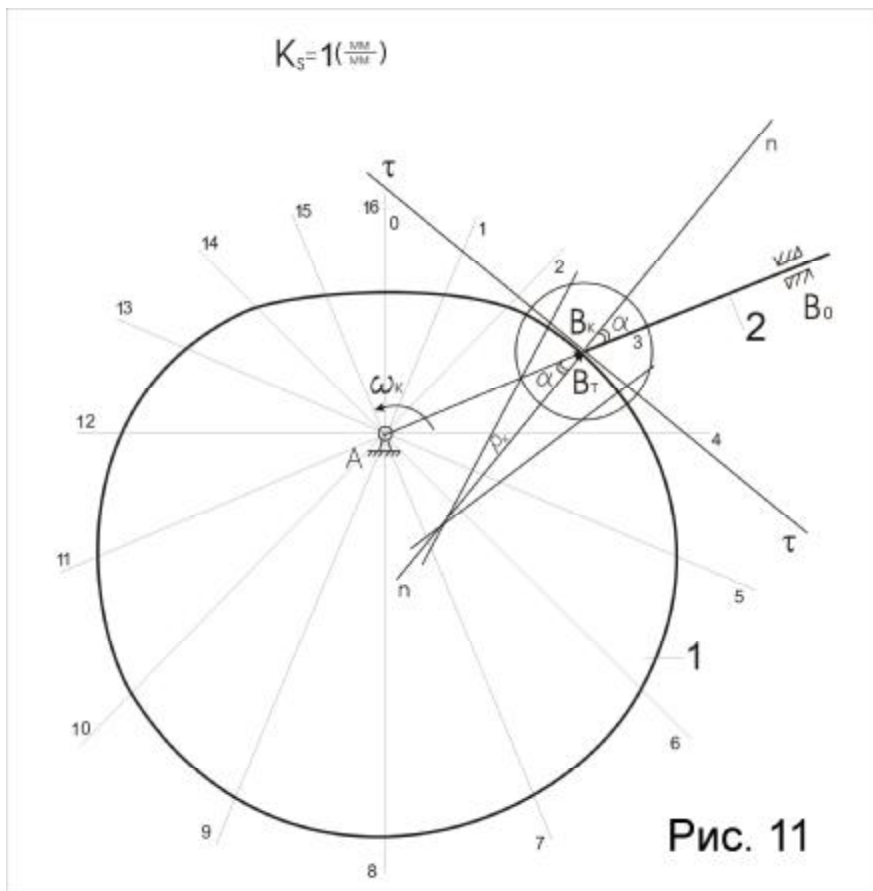
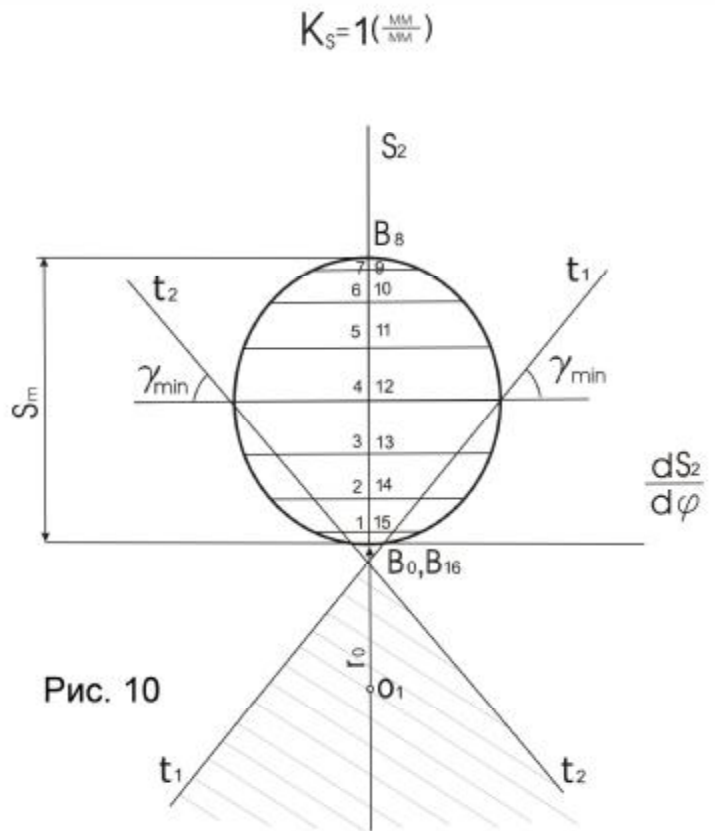


Рис. 9

$$\frac{V_{2.14}}{w_K} = \frac{-1003.2}{40} = -25.08(\text{мм});$$

$$\frac{V_{2.15}}{w_K} = \frac{-585.191}{40} = -14.63(\text{мм});$$

$$\frac{V_{2.16}}{w_K} = \frac{0}{40} = 0.$$



Далее проводим к кривой касательные $t_1 - t_1$ и $t_2 - t_2$ под углом $g_{\min} = 90^\circ - a_{\text{дон}} = 90^\circ - 40^\circ = 50^\circ$ к оси $\frac{dS_2}{dj}$.

Т.к. расстояние $e = 0$, то точку O_1 необходимо брать в точке пересечения касательных $t_1 - t_1$ и $t_2 - t_2$. Однако (для удобства) выберем точку O_1 ниже, при чём r_o будет равно 35мм.

Далее строим траекторию движения центра ролика и выбираем любое (третье) положение для нахождения величин радиуса кривизны $r_{кр}$ и радиуса кулачка r_K , а так же угла давления a . (рисунок 11)

$$a_{\text{теор.}} = \arctg \frac{\frac{V_{B2.3} - e}{w_K}}{r_o + S_{2.3}} = \arctg \frac{\frac{1253.98}{40} - 0}{35 + 22.148} = 28.748^\circ.$$

$$a_{\text{зр.}} = 28.2^\circ.$$

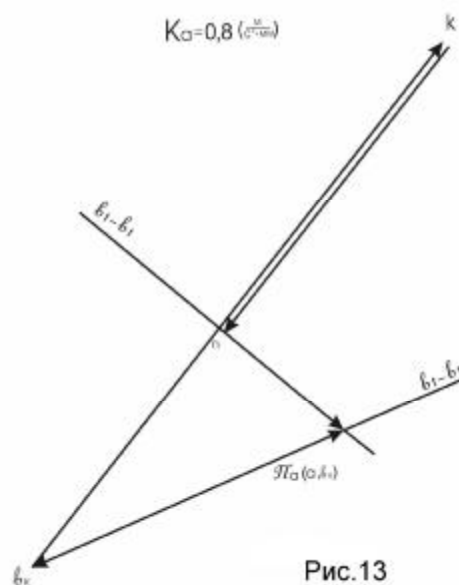
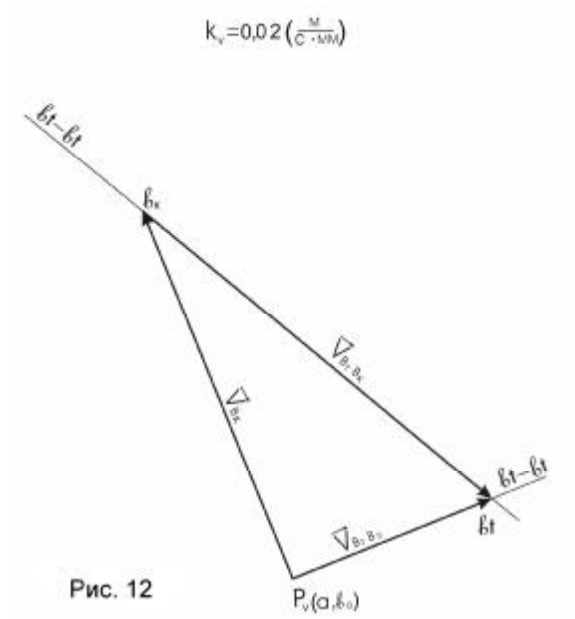
$$r_{\text{теор.кр.}} = \frac{(r_o + S_{2.3})^2}{\cos^2 a \cdot \frac{r_o + S_{2.3}}{\cos a} + \frac{V_{B2.3}}{w_K} \cdot \sin a - \frac{a_{B2.3}}{w_K^2} \cdot \cos a} =$$

$$= \frac{(35 + 22.148)^2}{\cos(28.748^\circ) \cdot \frac{35 + 22.148}{\cos(28.748^\circ)} + \frac{1253.98}{40} \cdot \sin(28.748^\circ) - \frac{17039}{40^2} \cdot \cos(28.748^\circ)} = 57.864(\text{мм}).$$

$$r_{\text{зр.кр.}} = 58,6(\text{мм});$$

$$r_K = 57.2(\text{мм}).$$

Для проверки правильности значений линейной скорости и линейного ускорения толкателя для третьего положения построим план скоростей и план ускорений, по которым определим графические значения (рисунок 12 , рисунок 13).



$$V_{Bk} = w_K \cdot r_K = 40 \cdot 57.2 = 2288(\text{мм}/\text{с}) = 2,288(\text{м}/\text{с});$$

$$k_V = \frac{V_{Bk}}{\vec{V}_{Bk}} = \frac{2.288}{114.4} = 0.02(\text{м}/\text{с} \cdot \text{мм}).$$

$$V_{B+B_K} = \vec{V}_{B+B_K} \cdot k_V = 128.5 \cdot 0.02 = 2.57(\text{м}/\text{с}) = 2570(\text{мм}/\text{с}).$$

$$V_{B+B_O} = \vec{V}_{B+B_O} \cdot k_V = 60.5 \cdot 0.02 = 1.21(\text{м}/\text{с}) = 1210(\text{мм}/\text{с}).$$

Данные расчёты относятся к плану скоростей.
Следующие расчёты относятся к плану ускорений.

$$a_{Bk} = w_K^2 \cdot r_K = 40^2 \cdot 57.2 = 91520(\text{мм}/\text{с}^2) = 91,52(\text{м}/\text{с}^2).$$

$$k_a = \frac{a_{Bk}}{\vec{a}_{Bk}} = \frac{91.52}{114.4} = 0.8(\text{м}/\text{с}^2 \cdot \text{мм}).$$

$$a_{B+B_K}^K = 2 \cdot w_K \cdot V_{B+B_K} = 2 \cdot 40 \cdot 2.57 = 205.6(\text{м}/\text{с}^2).$$

$$\vec{a}_{B+B_K}^K = \frac{a_{B+B_K}^K}{k_a} = \frac{205.6}{0.8} = 257(\text{мм}).$$

$$a_{B+B_K}^n = \frac{V_{B+B_K}^2}{r_{кр.}} = \frac{2,57^2}{0,0586} = 112,712(\text{м}/\text{с}^2);$$

$$\vec{a}_{B+B_K}^n = \frac{a_{B+B_K}^n}{k_a} = \frac{112.712}{0.8} = 140.89(\text{мм});$$

$$a_{B+B_O} = a_{B+B_O} \cdot k_a = 20.5 \cdot 0.8 = 16.4(\text{м}/\text{с}^2) = 16400(\text{мм}/\text{с}^2).$$

Таблица сравнения результатов

Параметр для третьего положения	Значения полученные графически	Значения полученные аналитически	Погрешность, %
$V_{2,3}, \text{мм}/\text{с}$	1210	1253,98	3,51
$a_{2,3}, \text{мм}/\text{с}^2$	16400	17039	3,75
$r_{кр.}, \text{мм}$	58,6	57,864	1,26
$a, ^\circ$	28,2	28,748	1,91

Синтез и анализ зубчатого механизма

В заданиях зубчатая передача от электродвигателя до последнего (выходного) колеса включает в себя как передачи простые (с неподвижными осями), так и планетарные, или дифференциальные (с подвижными осями). Для подсчета числа оборотов выходного звена необходимо всю передачу разбить на зоны: до дифференциала, зону дифференциала и после дифференциала. Для каждой зоны определяется передаточное отношение. Для зон до дифференциала и после дифференциала передаточное отношение определяется прямым отношением угловых скоростей зубчатых колес или обратным отношением их чисел зубьев. Число, выраженное отношением чисел зубьев, необходимо умножить на $(-1)^m$, где m - количество внешних зацеплений. Передаточное отношение для зоны дифференциала определяется по формуле Виллиса.

Общее передаточное отношение определяется как произведение передаточных отношений всех зон.

Разделив обороты входного вала всей зубчатой передачи на общее передаточное отношение, получаем обороты выходного звена.

Следующим этапом является кинематическое исследование этой передачи графическим методом. Для этого необходимо вычертить схему зубчатой передачи в правой части листа, предварительно разделив его на две примерно равные части. В левой части предусматривается построение зубчатого зацепления.

Схема механизма вычерчивается в масштабе, пропорциональном числу зубьев колес, т.к. диаметры колес пропорциональны им. Правее схемы строится картина линейных скоростей точек зубчатого механизма, а под ней – картина угловых скоростей. Результаты, полученные на картине угловых скоростей, сравниваются с результатами, полученными аналитически.

Рассмотрим пример.

В этих задачах необходимо уметь определять передаточные отношения между звеньями механизма.

Кинематический анализ планетарного механизма

1. Определяем степень подвижности механизма:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 5 - 4 = 1.$$

В данном механизме подвижными звеньями являются 1, 2, 3, 4, Н. Поэтому $n = 5$. Низшие кинематические пары образуют звенья 1 со стойкой, 2 с водилом Н, колесо 3 и стойка образуют две низшие кинематические пары, звено 4 со стойкой. Итого $P_5 = 5$. Высшие кинематические пары образуются в зацеплениях колёс, т.е. в точках А, В, С и D. Итого $P_4 = 4$.

2. Из условия соосности найдём неизвестные числа зубьев, т.е. z_4 и z_1 .

Входные:

$$z_1 = 40; z_2 = 20; z_3 = 120; z_3' = 50; z_4' = 120.$$

$$a) r_1 + r_4 = r_3' + r_4'; \Rightarrow z_1 + z_4 = z_3' + z_4';$$

$$z_4 = z_3' + z_4' - z_1 = 50 + 120 - 40 = 130.$$

$$b) r_1 + 2 \cdot r_2 = r_3; \Rightarrow z_1 + 2 \cdot z_2 = z_3;$$

$$z_1 = z_3 - 2 \cdot z_2 = 120 - 2 \cdot 20 = 80.$$

3. Пишем формулу Виллиса для каждой планетарной зоны. Для зоны 1-2-3-Н:

$$U_{1-3}^{(H)} = \frac{w_1 - w_H}{w_3 - w_H} = \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2} \cdot (-1)^1 = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{120}{80} = -1.5 = A \quad (1)$$

Для зоны 1-4-3:

$$U_{1-3} = \frac{w_1}{w_3} = \frac{z_4 \cdot z_3'}{z_1 \cdot z_4'} \cdot (-1)^2 = \frac{130 \cdot 50}{40 \cdot 120} = 1.3542 = B \quad (2)$$

Заметим, что $w_3 = \frac{w_1}{B}$. Данное выражение получили из уравнения (2).

Подставим полученное значение w_3 в уравнение (1):

$$\frac{w_1 - w_H}{\frac{w_1}{B} - w_H} = A.$$

$$\frac{w_1}{w_H} - 1 = \frac{w_1}{w_H} \cdot \frac{A}{B} - A; \quad \frac{w_1}{w_H} \cdot \left(1 - \frac{A}{B}\right) = 1 - A.$$

$$\frac{w_1}{w_H} = \frac{1 - A}{1 - A/B} = \frac{(1 - A) \cdot B}{B - A} = \frac{(1 + 1.5) \cdot 1.354}{1.354 + 1.5} = 1.186.$$

Данное выражение $\frac{w_1}{w_H} = 1.186$ представляет собой искомое передаточное

отношение U_{1-H} :

$$U_{1-H} = \frac{w_1}{w_H} = 1.186.$$

Графический метод (рисунок14)

Графический метод необходим для проверки правильности аналитического расчёта.

На полюсную прямую выносим все точки цилиндрических передач механизма. Причём, условимся, что обозначим штрихами те точки механизма, ско-

рости которых не равны нулю и, следовательно, на полюсной прямой они обозначают только начало вектора скорости. Окончательное положение этих точек механизма будем обозначать без штрихов.

У данного механизма $W = 1$; поэтому откладываем произвольной величины и направления вектора скорости любой точки механизма, например, точки А. Получаем вектор $\overrightarrow{a'-a}$. Точку a соединяем с точкой О. Получаем картину 1. На картину 1 проектируем точку С. Соединяем точку С с точкой O_4 . Получаем картину 4, на которую проектируем точку d. Затем точку d соединяем с точкой О, откуда получаем картину 3.

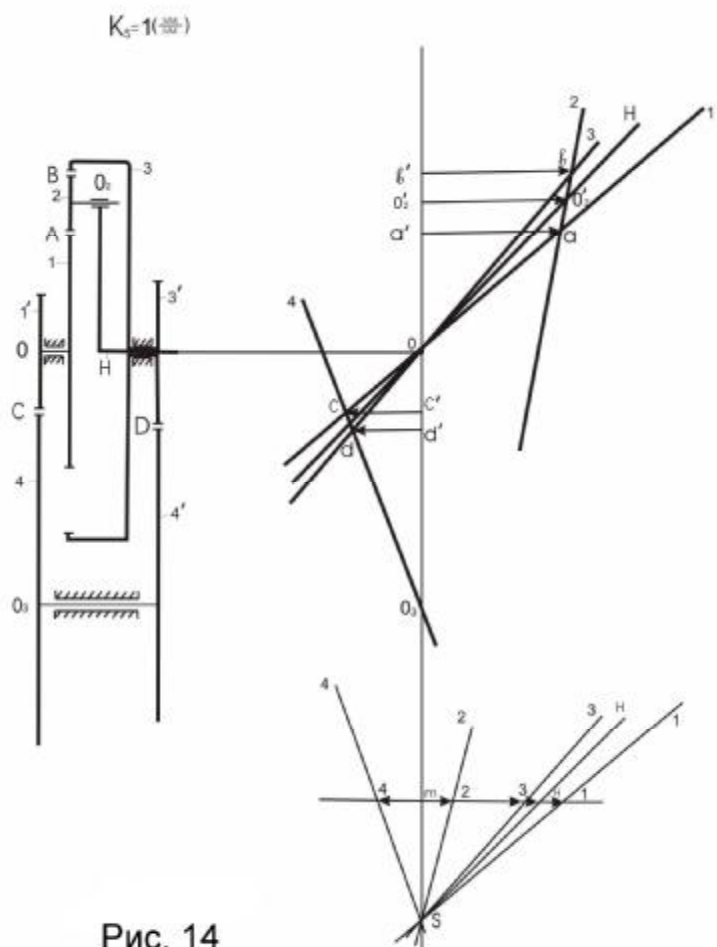


Рис. 14

На картину 3 проектируем точку b, после чего соединяем точки b и a, и получаем картину 2, на которую проектируем точку O_2 . Затем точку O_2 соединяем с точкой О. Получаем картину Н.

Далее, получив полюсную точку m , откладываем произвольный отрезок $m-S$. Из точки S проводим лучи, параллельные картинам 1, 2, 3, 4, Н. Следовательно, получаем векторы: $\overrightarrow{m-1}$, $\overrightarrow{m-2}$, $\overrightarrow{m-3}$, $\overrightarrow{m-4}$, $\overrightarrow{m-H}$. Искомое передаточное отношение U_{1-H} выражается следующим отношением:

$$U_{1-H} = \frac{(m-1)}{(m-H)} = \frac{49}{40.5} = 1.21.$$

Синтез зубчатого зацепления (рисунок 15).

Радиусы начальных окружностей:

$$r_{w_1} = \frac{m_w \cdot z_1}{2} = \frac{20 \cdot 120}{2} = 1200(\text{мм});$$

где r_{w_1} - радиус начальной окружности 4' колеса.

$$r_{w_2} = \frac{m_w \cdot z_2}{2} = \frac{20 \cdot 50}{2} = 500(\text{мм});$$

где r_{w_2} - радиус начальной окружности 3' колеса;

$$m_w = 20(\text{мм}); z_1 = 120; z_2 = 50.$$

Радиусы основных окружностей:

$$r_{b_1} = r_{w_1} \cdot \cos 20^\circ = 1200 \cdot 0.9397 = 1127.63(\text{мм});$$

$$r_{b_2} = r_{w_2} \cdot \cos 20^\circ = 500 \cdot 0.9397 = 469.85(\text{мм}).$$

Шаг по начальной окружности:

$$P_w = p \cdot m_w = 3.14 \cdot 20 = 62.8(\text{мм}).$$

Размеры зуба: высота головки $h_a = m_w = 20(\text{мм});$

$$\text{высота ножки } h_f = 1.25 \cdot m_w = 1.25 \cdot 20 = 25(\text{мм}).$$

Радиусы окружностей головок: $r_{a_1} = r_{w_1} + h_{a_1} = 1200 + 20 = 1220(\text{мм});$

$$r_{a_2} = r_{w_2} + h_{a_2} = 500 + 20 = 520(\text{мм}).$$

Радиусы окружностей ножек: $r_{f_1} = r_{w_1} - h_{f_1} = 1200 - 25 = 1175(\text{мм});$

$$r_{f_2} = r_{w_2} - h_{f_2} = 500 - 25 = 475(\text{мм}).$$

Толщина зуба S_w и ширина впадины S_b по начальной окружности:

$$S_w = S_b = \frac{P_w}{2} = \frac{62.8}{2} = 31.4(\text{мм}).$$

Межцентровое расстояние: $a_w = r_{w_1} + r_{w_2} = 1200 + 500 = 1700(\text{мм}).$

Построив зубчатое зацепление, находим коэффициент перекрытия e_a :

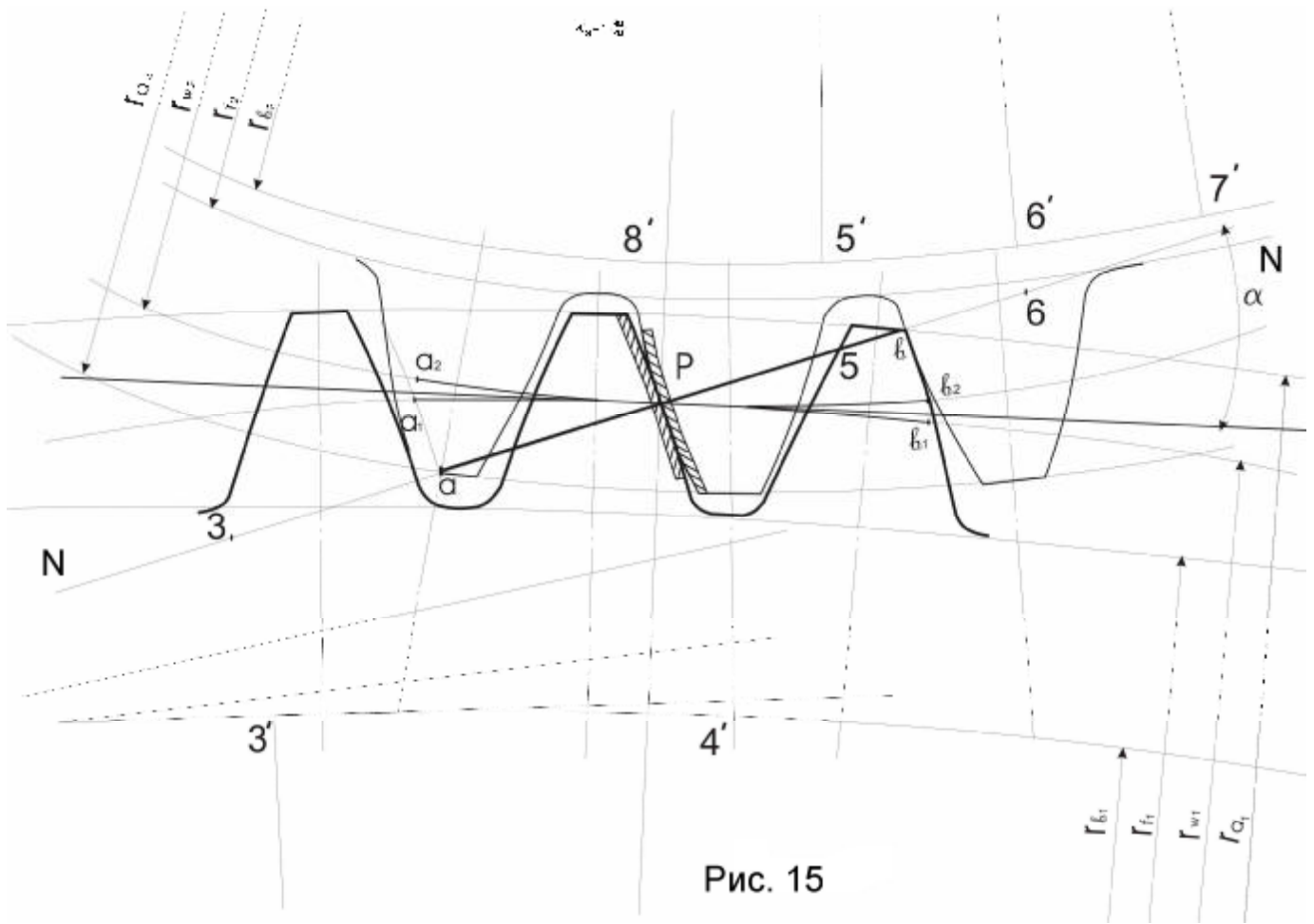
$$e_a = \frac{\overset{\cup}{a_1 b_1}}{P_w} = \frac{a \cdot b}{P_w \cdot \cos 20^\circ} = \frac{109}{62.8 \cdot 0.9397} = 1.847;$$

где: $\overset{\cup}{a_1 \cdot b_1}$ - длина дуги зацепления;

P_w - шаг зацепления;

$a \cdot b$ - длина практической части линии зацепления;

$a = 20^\circ$ - угол зацепления.



Значение коэффициента перекрытия необходимо сравнить с его значением, определяемым аналитически:

$$e_a = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \cdot \sin 20^\circ}{p \cdot m_w \cdot \cos 20^\circ} =$$

$$= \frac{\sqrt{(1220)^2 - (1127.63)^2} + \sqrt{(520)^2 - (469.85)^2} - 1700 \cdot 0.342}{3.14 \cdot 20 \cdot 0.9397} = 1.814.$$

Таблица сравнения

Параметр	Значение полученное графически	Значение полученное аналитически	Погрешность, %
U_{1-H}	1,21	1,186	1,984
e_a	1,847	1,814	1,787

9 СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТАБЛИЦЫ

В настоящем руководстве приведены табл. 9.1-9.5 для неравносместенно-го зацепления, составленные проф. В.Н. Кудрявцевым, и табл. 9.6 для неравносместенно-го зацепления, составленная ЦКБР (Центральным конструкторским бюро редукторостроения).

Таблицы проф. В.Н. Кудрявцева содержат значения коэффициентов ξ_1 и ξ_2 , сумма которых ξ является максимально возможной при выполнении изложенных выше основных требований.

Данными, приведенными в этих таблицах, нужно пользоваться таким образом:

1. Если $2 \geq u_{1,2} \geq 1$, то сначала в табл. 9.2 по заданному Z_1 находят коэффициент ψ . Затем в табл. 9.3 по заданным Z_1 и Z_2 находят коэффициенты ξ_1 и ξ_2 . Коэффициенты ξ_C и α определяются по формулам (см. ниже). Угол зацепления определяют по номограмме.

2. Если $5 \geq u_{1,2} \geq 2$, то сначала в табл. 9.4 по заданному Z_1 находят коэффициенты ψ и ξ_1 . Затем в табл. 9.5 по заданным Z_1 и Z_2 находят коэффициент ξ_2 . Далее поступают так, как описано.

Табл. 9.6 содержит коэффициенты смещения для равносместенно-го зацепления.

При подборе этих коэффициентов, помимо основных требований, выполнено требование, чтобы наибольшие значения коэффициентов λ_1 и λ_2 на ножках были достаточно малы, а также равны между собой. При использовании табл. 9.6 нужно помнить, что должно выполняться условие $Z_C \geq 34$.

Формулы для определения ξ_C и α :

$$\xi_C = \xi_1 + \xi_2$$

$$\psi = \xi_C - \alpha$$

Таблица 9.1 - Значения коэффициента для неравносместенно-го зацепления при $2 \geq u_{1,2} \geq 1$

Z_1	11	12	13	14	15	16	17
	0.127	0.145	0.160	0.175	0.190	0.202	0.215
Z_1	18	19	20	21	22	23	24
	0.227	0.239	0.250	0.257	0.265	0.272	0.276

Таблица 9.2

Z ₁	11		12		13		14		15		16		17	
Z ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂
11	0.390	0.395	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
12	0.430	0.372	0.444	0.444	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
13	0.464	0.354	0.479	0.423	0.486	0.486	--	--	--	--	--	--	--	--
14	0.513	0.341	0.515	0.400	0.524	0.462	0.525	0.425	--	--	--	--	--	--
15	0.534	0.330	0.543	0.386	0.557	0.443	0.565	0.506	0.571	0.571	--	--	--	--
16	0.551	0.322	0.566	0.376	0.588	0.426	0.600	0.485	0.609	0.547	0.608	0.608	--	--
17	0.568	0.317	0.589	0.365	0.614	0.414	0.631	0.468	0.644	0.526	0.644	0.586	0.646	0.646
18	0.584	0.312	0.609	0.358	0.636	0.405	0.661	0.452	0.677	0.508	0.678	0.566	0.683	0.624
19	0.601	0.308	0.626	0.353	0.659	0.394	0.686	0.441	0.706	0.492	0.716	0.542	0.720	0.601
20	0.617	0.303	0.646	0.345	0.676	0.389	0.706	0.433	0.731	0.481	0.744	0.528	0.756	0.580
21	0.630	0.299	0.663	0.341	0.694	0.384	0.726	0.426	0.754	0.472	0.766	0.519	0.781	0.568
22	--	0.297	0.679	0.337	0.714	0.376	0.745	0.419	0.775	0.463	0.793	0.507	0.809	0.554
23	--	--	0.693	0.334	0.730	0.372	0.763	0.414	0.792	0.458	0.815	0.497	0.833	0.543
24	--	--	0.706	0.333	0.745	0.369	0.780	0.409	0.813	0.449	0.834	0.491	0.856	0.534
25	--	--	--	--	0.758	0.368	0.796	0.405	0.830	0.445	0.854	0.483	0.878	0.525
26	--	--	--	--	0.773	0.365	0.813	0.400	0.848	0.440	0.869	0.480	0.898	0.517
27	--	--	--	--	--	--	0.826	0.399	0.862	0.438	0.892	0.470	0.916	0.511
28	--	--	--	--	--	--	0.840	0.397	0.881	0.431	0.907	0.467	0.936	0.504
29	--	--	--	--	--	--	--	--	0.894	0.430	0.921	0.465	0.952	0.500
30	--	--	--	--	--	--	--	--	0.908	0.428	0.936	0.462	0.968	0.496
31	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	0.951	0.459	0.981	0.495
32	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	0.967	0.455	0.999	0.490
33	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	1,014	0.487
34	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	1,030	0.483

Z ₁	18		19		20		21		22		23		24	
Z ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂
18	0,684	0,684	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
19	0,723	0,658	0,720	0,720	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
20	0,756	0,639	0,756	0,699	0,755	0,755	--	--	--	--	--	--	--	--
21	0,792	0,617	0,793	0,676	0,793	0,731	0,782	0,782	--	--	--	--	--	--
22	0,814	0,609	0,830	0,652	0,831	0,707	0,821	0,758	0,812	0,812	--	--	--	--
23	0,849	0,588	0,860	0,636	0,866	0,686	0,861	0,732	0,850	0,787	0,839	0,839	--	--
Z ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂	ξ ₁	ξ ₂
24	0,871	0,579	0,888	0,622	0,893	0,673	0,892	0,715	0,884	0,761	0,872	0,820	0,865	0,865
25	0,898	0,566	0,915	0,609	0,926	0,654	0,925	0,696	0,924	0,742	0,913	0,793	0,898	0,845
26	0,916	0,561	0,937	0,601	0,948	0,645	0,951	0,683	0,950	0,729	0,946	0,774	0,934	0,822
27	0,937	0,552	0,959	0,592	0,976	0,632	0,976	0,672	0,984	0,708	0,979	0,755	0,966	0,804
28	0,958	0,543	0,980	0,583	0,997	0,624	1,000	0,662	1,007	0,700	1,010	0,737	1,000	0,784
29	0,976	0,537	0,997	0,578	1,018	0,615	1,023	0,651	1,031	0,689	1,038	0,723	1,033	0,764

Продолжение табл. 9.2

30	0,994	0,532	1,017	0,571	1,038	0,608	1,045	0,641	1,051	0,678	1,055	0,718	1,060	0,750
31	1,011	0,528	1,038	0,562	1,056	0,602	1,065	0,634	1,075	0,669	1,084	0,701	1,081	0,741
32	1,026	0,525	1,054	0,559	1,076	0,594	1,082	0,629	1,094	0,662	1,101	0,696	1,105	0,730
33	1,041	0,522	1,071	0,554	1,093	0,589	1,102	0,622	1,114	0,655	1,121	0,689	1,127	0,729
34	1,059	0,516	1,088	0,550	1,110	0,584	1,122	0,614	1,131	0,650	1,145	0,678	1,149	0,719
35	1,072	0,515	1,102	0,547	1,127	0,580	1,140	0,608	1,154	0,639	1,163	0,672	1,170	0,702
36	1,088	0,511	1,117	0,545	1,141	0,578	1,157	0,603	1,172	0,634	1,180	0,667	1,188	0,696
37	--	--	1,131	0,542	1,159	0,573	1,172	0,601	1,187	0,631	1,200	0,659	1,206	0,690
38	--	--	1,145	0,540	1,173	0,570	1,186	0,599	1,204	0,626	1,218	0,653	1,223	0,685
39	--	--	--	--	1,187	0,568	1,201	0,595	1,222	0,622	1,232	0,651	1,241	0,680
40	--	--	--	--	1,201	0,567	1,218	0,591	1,233	0,621	1,249	0,647	1,260	0,673
41	--	--	--	--	--	--	1,231	0,589	1,250	0,616	1,265	0,643	1,276	0,669
42	--	--	--	--	--	--	1,247	0,586	1,266	0,612	1,279	0,640	1,291	0,665
43	--	--	--	--	--	--	--	--	1,279	0,611	1,295	0,636	1,306	0,662
44	--	--	--	--	--	--	--	--	1,293	0,609	1,310	0,634	1,321	0,659
45	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	1,325	0,631	1,336	0,657
46	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	1,338	0,629	1,350	0,654
47	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	1,365	0,651
48	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	1,379	0,649

Таблица 9.3 - Значения коэффициентов ψ и ξ_1 для неравносмещенного внешнего зацепления при $5 \geq u_{1,2} \geq 2$

Z_1	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
ψ	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,25
ξ_1	0,66	0,73	0,80	0,96	0,92	0,98	1,04	1,10	1,16	1,22	1,27

Таблица 9.4 - Значения коэффициента ξ_2 для неравносмещенного внешнего зацепления при $5 \geq u_{1,2} \geq 2$

Z_1	Значения при Z_1										
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
25	0,442	0,425	--	--	--	--	--	--	--	--	--
30	0,501	0,486	0,471	0,463	--	--	--	--	--	--	--
35	0,556	0,542	0,528	0,522	0,518	0,512	0,505	--	--	--	--
40	0,610	0,596	0,582	0,577	0,575	0,569	0,564	0,560	0,553	0,606	--
45	0,661	0,648	0,635	0,632	0,628	0,624	0,620	0,616	0,611	0,662	0,566
50	0,709	0,696	0,685	0,684	0,682	0,676	0,674	0,671	0,667	0,716	0,623
55	0,754	0,745	0,734	0,732	0,731	0,728	0,727	0,722	0,720	0,769	0,677
60	--	0,789	0,782	0,780	0,779	0,778	0,777	0,773	0,772	0,820	0,729
65	--	--	0,822	0,825	0,826	0,827	0,825	0,823	0,821	0,868	0,778
70	--	--	--	0,866	0,870	0,872	0,874	0,871	0,869	0,916	0,828
75	--	--	--	--	0,909	0,914	0,917	0,920	0,919	0,965	0,876
80	--	--	--	--	--	0,954	0,957	0,961	0,962	1,008	0,924
85	--	--	--	--	--	--	0,998	1,010	1,003	1,048	0,964
90	--	--	--	--	--	--	--	1,042	1,046	1,088	1,005
95	--	--	--	--	--	--	--	--	1,086	1,129	1,045
100	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	1,087
105	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	1,131

Таблица 9.5 - Значения коэффициента ξ_2 для неравносмещенного внешнего зацепления при $5 \geq u_{1,2} \geq 2$

Z_1	Значения при Z_1											
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
17	--	--	--	--	--	--	0,000	--	--	--	--	--
18	--	--	--	--	--	0,060	0,032	--	--	--	--	--
19	--	--	--	--	0,124	0,094	0,060	0,030	0,000	--	--	--
20	--	--	--	0,182	0,159	0,120	0,086	0,056	0,027	0,000	--	--
21	--	--	0,241	0,220	0,181	0,144	0,110	0,080	0,052	0,025	0,000	--
22	--	0,300	0,283	0,239	0,201	0,165	0,131	0,101	0,078	0,047	0,023	0,000
23	0,358	0,343	0,299	0,256	0,219	0,183	0,149	0,119	0,092	0,067	0,043	0,021
24	0,400	0,350	0,313	0,271	0,235	0,199	0,165	0,136	0,109	0,085	0,062	0,041
25	0,400	0,350	0,326	0,285	0,248	0,213	0,180	0,151	0,125	0,101	0,079	0,058
26	0,400	0,350	0,337	0,297	0,260	0,226	0,191	0,168	0,138	0,115	0,094	0,078
27	0,400	0,350	0,347	0,308	0,271	0,238	0,205	0,178	0,152	0,128	0,107	0,087
28	0,400	0,350	0,356	0,318	0,281	0,249	0,216	0,189	0,163	0,140	0,119	0,100
29	0,400	0,350	0,364	0,327	0,291	0,258	0,226	0,199	0,173	0,150	0,130	0,111

30	0,400	0,350	0,372	0,335	0,300	0,266	0,235	0,208	0,183	0,160	0,140	0,122
31	0,400	0,350	0,379	0,343	0,308	0,274	0,243	0,216	0,192	0,170	0,150	0,132
32	0,400	0,350	0,385	0,350	0,315	0,282	0,251	0,224	0,200	0,178	0,159	0,141
34	0,400	0,350	0,390	0,363	0,329	0,296	0,265	0,236	0,215	0,194	0,175	0,158
36	0,400	0,350	0,390	0,375	0,341	0,309	0,279	0,253	0,230	0,210	0,191	0,174
38	0,400	0,350	0,390	0,385	0,353	0,322	0,293	0,266	0,246	0,226	0,207	0,190
40	0,400	0,350	0,390	0,395	0,363	0,333	0,306	0,282	0,260	0,240	0,222	0,225
44	0,400	0,350	0,390	0,409	0,378	0,350	0,325	0,301	0,280	0,260	0,242	0,235
48	0,400	0,350	0,390	0,422	0,392	0,366	0,341	0,319	0,297	0,277	0,260	0,243
52	0,400	0,350	0,390	0,430	0,404	0,378	0,354	0,332	0,312	0,292	0,275	0,252
56	0,400	0,350	0,390	0,430	0,414	0,399	0,364	0,343	0,324	0,305	0,287	0,271
60	0,400	0,350	0,390	0,430	0,423	0,397	0,374	0,353	0,334	0,316	0,299	0,283
66	0,400	0,350	0,390	0,430	0,435	0,409	0,380	0,366	0,349	0,331	0,315	0,300
72	0,400	0,350	0,390	0,430	0,445	0,421	0,398	0,378	0,361	0,344	0,328	0,313
78	0,400	0,350	0,390	0,430	0,454	0,430	0,407	0,387	0,370	0,358	0,336	0,320
84	0,400	0,350	0,390	0,430	0,459	0,436	0,414	0,394	0,376	0,360	0,344	0,328
90	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,440	0,419	0,400	0,382	0,365	0,350	0,335
96	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,446	0,425	0,406	0,388	0,370	0,355	0,340
100	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,448	0,428	0,408	0,390	0,373	0,357	0,342
105	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,450	0,431	0,411	0,393	0,376	0,361	0,346
110	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,452	0,433	0,414	0,396	0,379	0,364	0,350

Затем определяются основные параметры зубчатых колес.

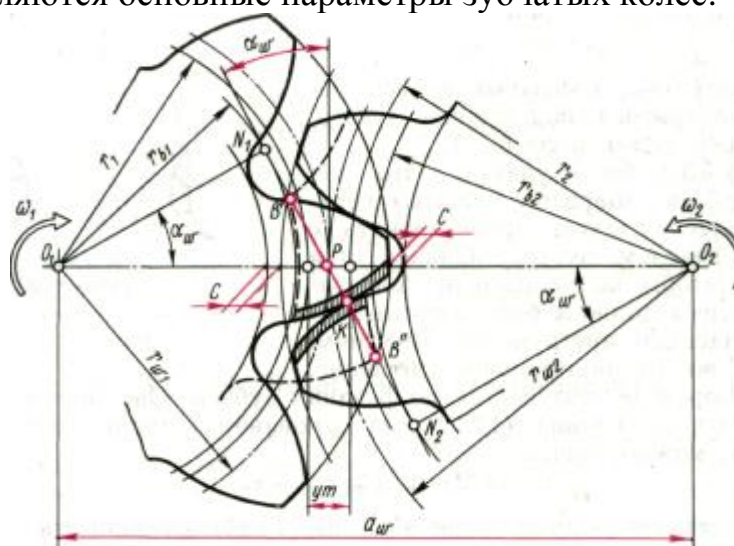


Рисунок 9.1 - Зубчатая передача внешнего зацепления

10 ПРИЛОЖЕНИЯ

10. ПРИЛОЖЕНИЯ: ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

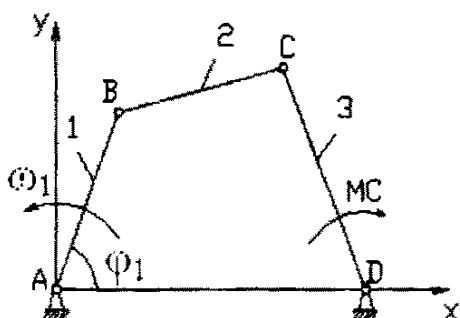
10.1. Задания по тематике общего машиностроения

Звенья основного механизма, на которых располагаются точки К и М присоединяемых групп	Присоединяемая группа																	
	К	1	2	0	2	2	3	2	2	1	2	1	2	2	1	2	2	1
Номер основного механизма угловое положение кривошипа φ, град. угловая скорость кривошипа, рад/с	50	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14			
	40	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28			
	20	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42			
	25	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56			
	60	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70			
	30	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84			
	100	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98			
	20	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112			
	50	113	114	115	116	117	118	119	120	121	122	123	124	125	126			
	70	127	128	129	130	131	132	133	134	135	136	137	138	139	140			
Размеры звеньев, мм Кривошип АВ (L1) Шатун ВС (L2) Коромысло CD (L3) Между точками А и D (L0) Кулиса KE AM AK CM CK Полная масса q, кгм Сила сопротивления P, Н Момент сопротивления M, Н*м	50	II(2)	II(1)	II(3)	II(2)	II(4)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(4)	II(2)	II(4)	II(2)
	100	II(2)	II(1)	II(3)	II(2)	II(4)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(4)	II(2)	II(4)	II(2)
	80	II(2)	II(1)	II(3)	II(2)	II(4)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(4)	II(2)	II(4)	II(2)
	100	II(2)	II(1)	II(3)	II(2)	II(4)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(4)	II(2)	II(4)	II(2)
	80	II(2)	II(1)	II(3)	II(2)	II(4)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(4)	II(2)	II(4)	II(2)
	100	II(2)	II(1)	II(3)	II(2)	II(4)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(4)	II(2)	II(4)	II(2)
	80	II(2)	II(1)	II(3)	II(2)	II(4)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(4)	II(2)	II(4)	II(2)
	100	II(2)	II(1)	II(3)	II(2)	II(4)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(4)	II(2)	II(4)	II(2)
	80	II(2)	II(1)	II(3)	II(2)	II(4)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(4)	II(2)	II(4)	II(2)
	100	II(2)	II(1)	II(3)	II(2)	II(4)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(1)	II(2)	II(4)	II(3)	II(4)	II(2)	II(4)	II(2)
Выбрать из условия: L1+L2 ≤ L3+L0																		
Конструкты																		
AM	-	-	-	AB/2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	AB/2	-	-
AK	AB/2	-	AB	-	-	-	-	-	AB/2	-	-	-	-	-	-	-	-	AB/2
CM	-	-	BC	-	-	-	CD/2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	CD/2
CK	-	-	BC/3	-	BC/2	-	-	BC/2	-	BC/2	-	-	-	-	-	-	-	BC/2
Полная масса q, кгм	10	15	20	25	30	35	40	40	35	30	25	20	30	25	20	30	25	40
Сила сопротивления P, Н	-	-	50	60	-	-	60	40	-	-	-	40	60	-	-	60	-	60
Момент сопротивления M, Н*м	5	10	-	-	-	8	7	-	-	10	6	-	-	-	-	-	5	-

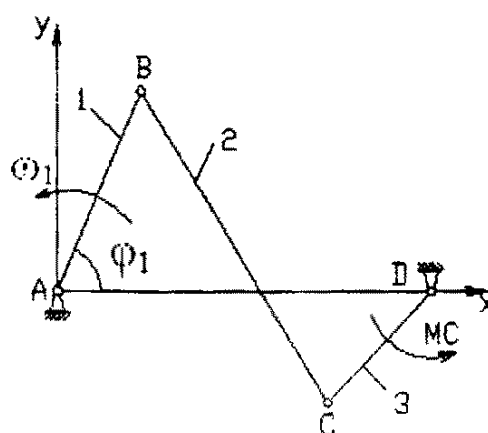
10.1 Задания по тематике общего машиностроения

Задания 1 и 2

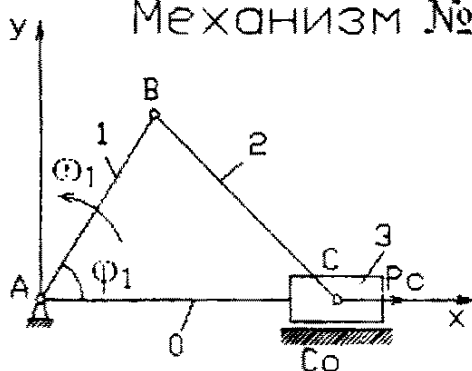
Механизм №1



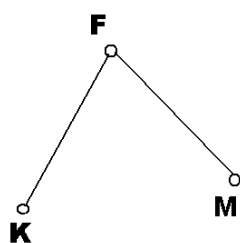
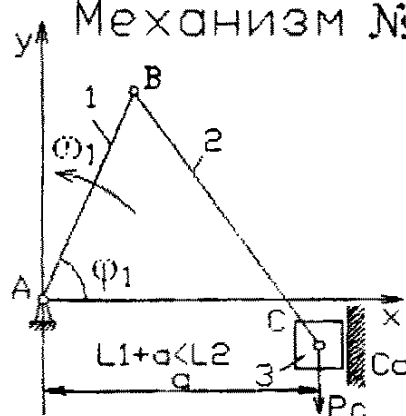
Механизм №2



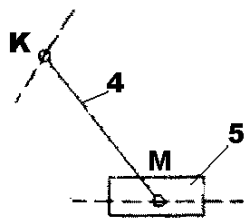
Механизм №3



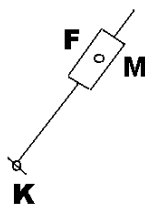
Механизм №4



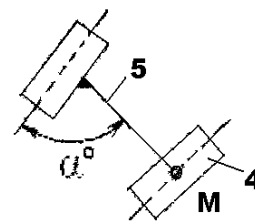
II(1)



II(2)



II(3)



II(4)

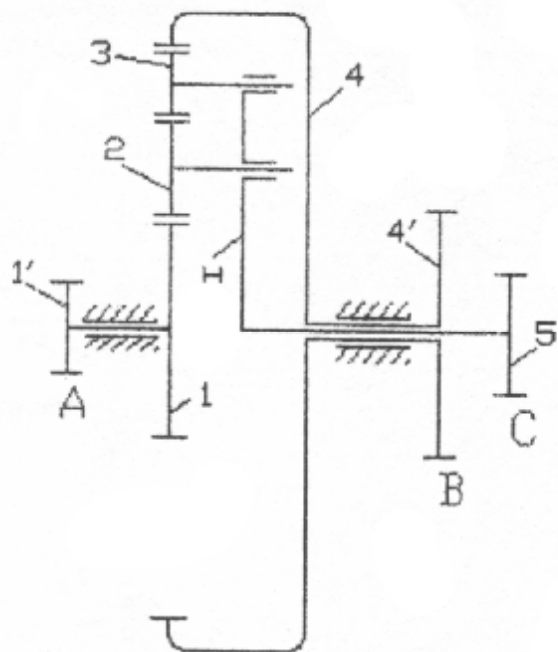
В группах П(а), П(3а) и П(4) $L5 = 0,5 \cdot L$ кулисы, α° выбирать в пределах $20^\circ - 80^\circ$. Массы звеньев $m_i = q \cdot L_i$, кг, где q - кг/м - погонная масса; L_i , м - длина стержневого звена; m ползуна = $0,5 \cdot m$ шатуна, m кулисного камня = $0,25 \cdot m$ кулисы.

Задание 3

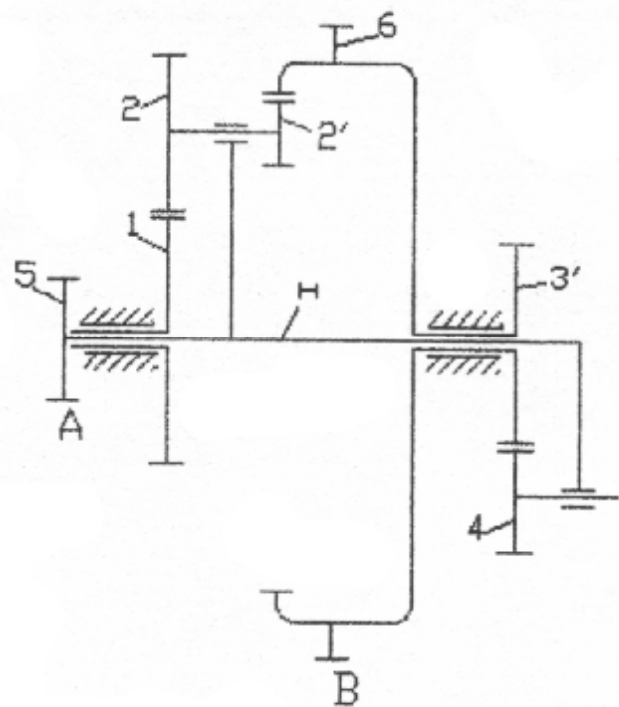
Закон движения толкателя (коромысла)	sin		cos		лин.		sin		cos		лин.		Максимальный ход толкателя S, мм	Угол размаха коромысла
	А	Б	Б	А	А	Б	А	Б	Б	А	А	Б		
Тип кулачкового механизма	30	1	2	3	4	5	6	7	8	9	9	40	35	
	40	10	11	12	13	14	15	16	17	18	18	70	40	
	20	19	20	21	22	23	24	25	26	27	27	50	50	
Угловая скорость кулачка, об/с	10	28	29	30	31	32	33	34	35	36	36	30	60	
	30	37	38	39	40	41	42	43	44	45	45	60	37	
	50	46	47	48	49	50	51	52	53	54	54	70	45	
	20	55	56	57	58	59	60	61	62	63	63	80	50	
	30	64	65	66	67	68	69	70	71	72	72	50	60	
Допускаемый угол давления адоп. град.	40	73	74	75	76	77	78	79	80	81	81	30	40	
	10	82	83	84	85	86	87	88	89	90	90	40	30	
Дезаксиал (для типа А), мм	30	20	20	40	25	20	30	35	30	20	20			
	20	40	40	0	15	10	0	20	30	0	0			
Длина коромысла (для типа Б), мм	100	170	170	150	120	80	90	110	140	130	130			

При сборке механизмов присоединить	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	DkA _{1EkB}	Числа зубьев колес присоединенного механизма					
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1	3	4	5	1	Z ₁	Z' ₁	Z ₂	Z' ₂	Z ₃	Z' ₃	
Номер дополнительного(присоединительного) механизма	1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	140	80	0	0	0	0
	2	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	140	20	70	90	0	0
	3	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	30	20	50	40	60	80
	4	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	70	50	-	0	80	100
	5	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	80	0	40	30	-	0
	1	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	-	120	0	0	0	0
	2	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100						140	80	0	0	0	0
Числа зубьев основного механизма	Z' ₁	40	-	50	40	40	-	50	30	-	80	0	0	0	0	-						
	Z ₁	50	60	30	30	80	80	90	40	100	50	60	-	30	100	70						
	Z ₂	20	40	15	20	60	20	40	15	50	30	-	20	15	30	20						
	Z ₃	-	120	-	30	140	35	60	-	-	60	20	120	20	-	-						
	Z' ₃	-	50	-	-	130	60	-	0	80	-	0	50	0	80	0						
	Z ₄	120	30	20	-	70	0	0	-	0	0	130	30	105	60	170						
	Z' ₄	-	-	-	50	-	0	0	0	0	0	70	0	60	0	0						
	Z ₅	0	-	70	0	20	0	0	0	0	0	-	60	-	-	90						
Z ₆	-	140	-	0	60	0	0	0	0	0	0	0	0	80	0							

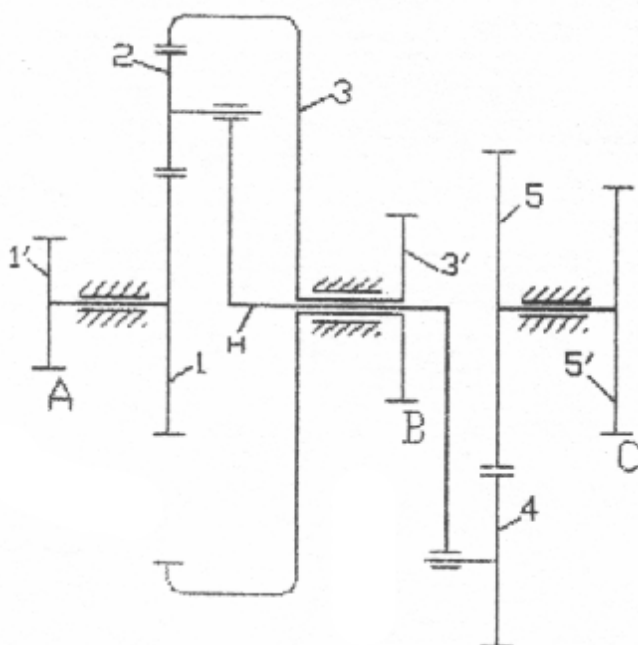
Механизм 1



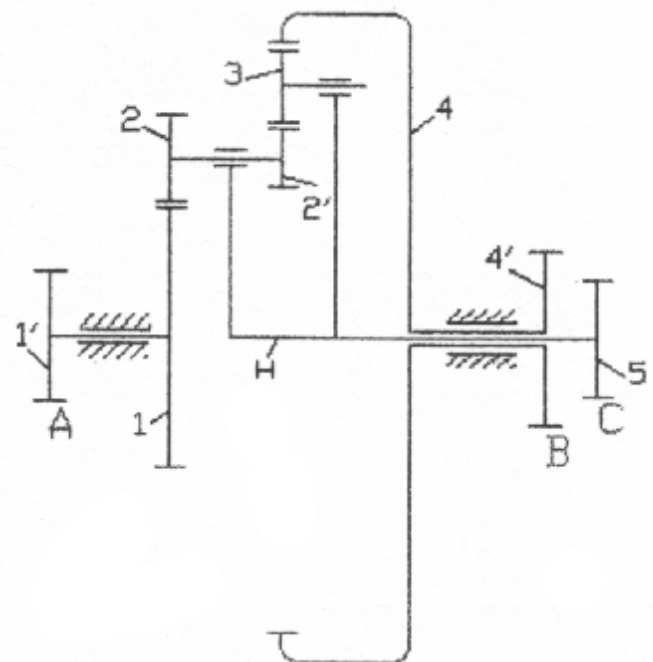
Механизм 2



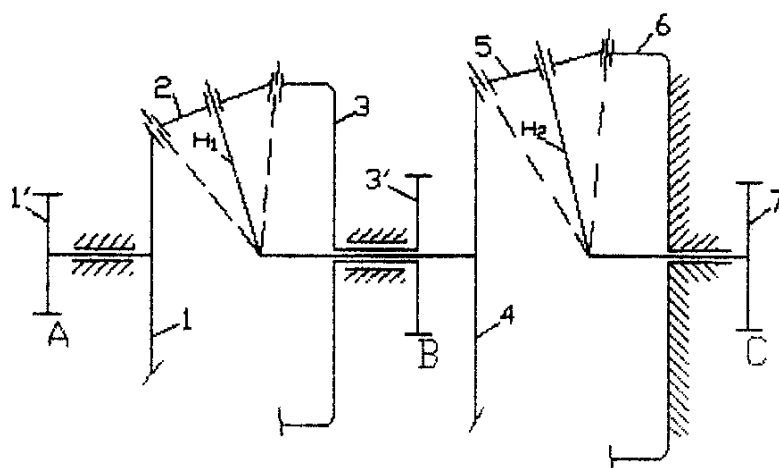
Механизм 3



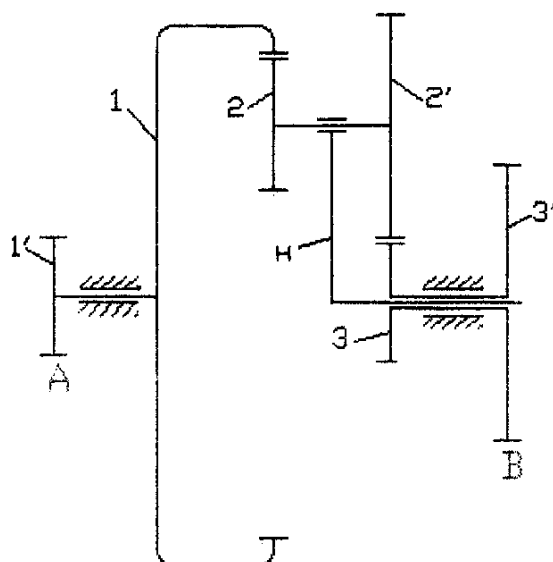
Механизм 4



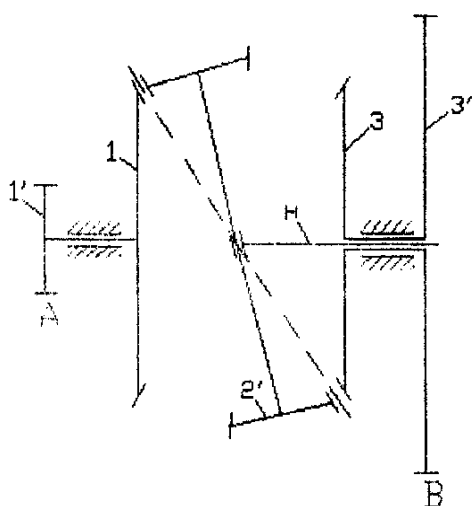
Механизм 5



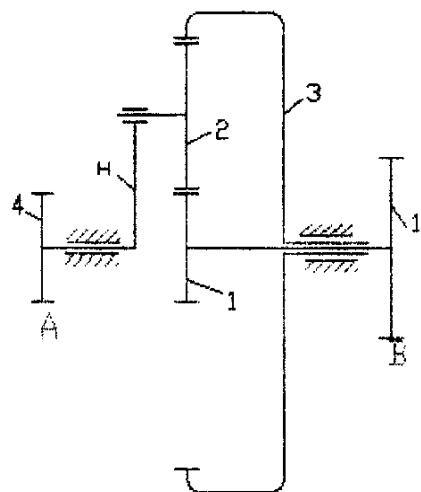
Механизм 6



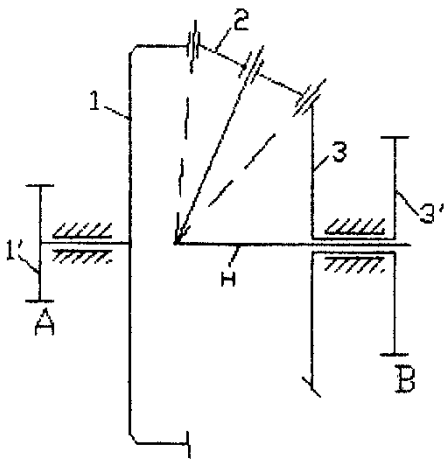
Механизм 7



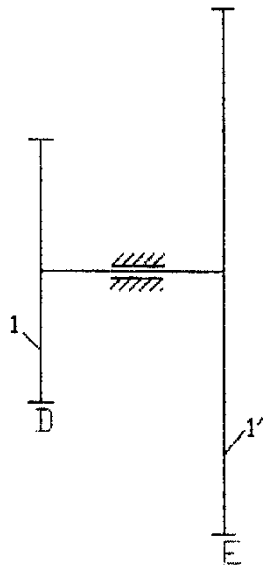
Механизм 8



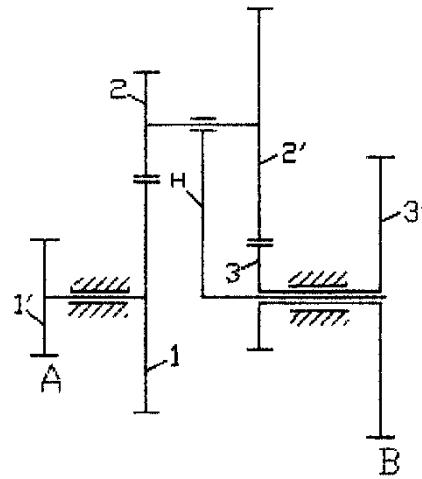
Механизм 9



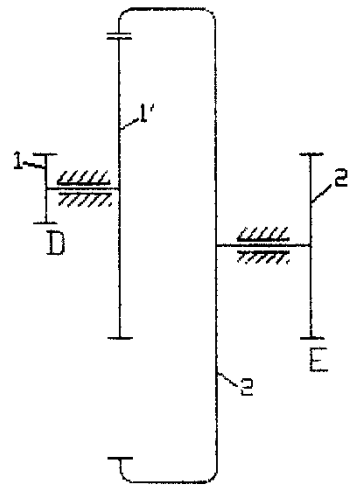
Доп. механизм 1



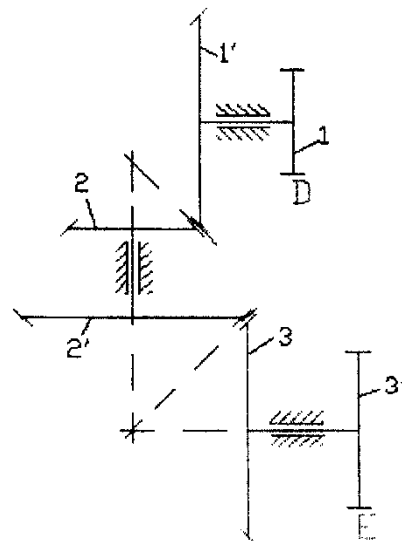
Механизм 10



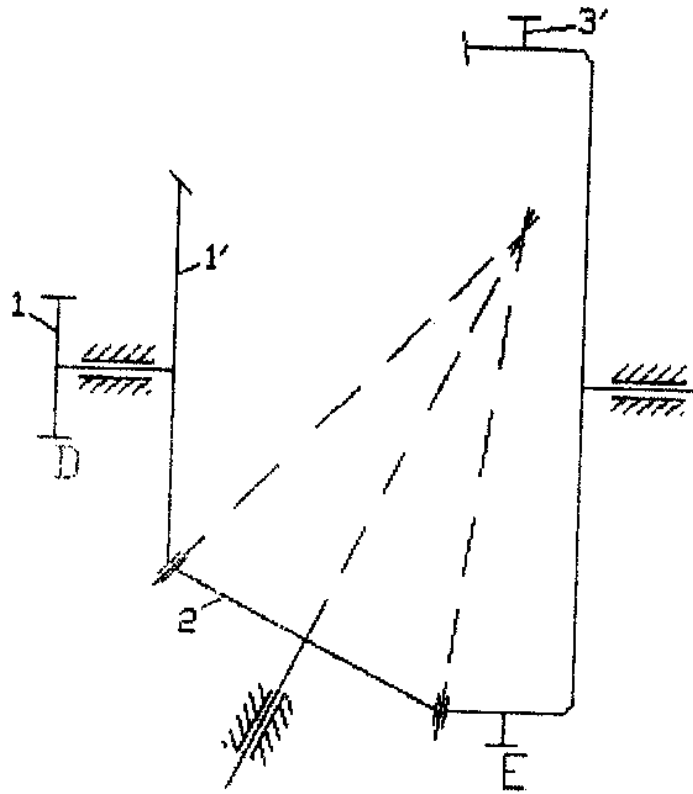
Доп. механизм 2



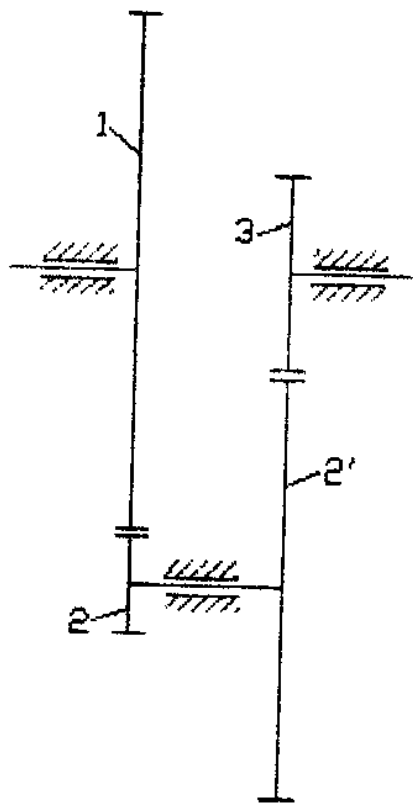
Доп. механизм 3



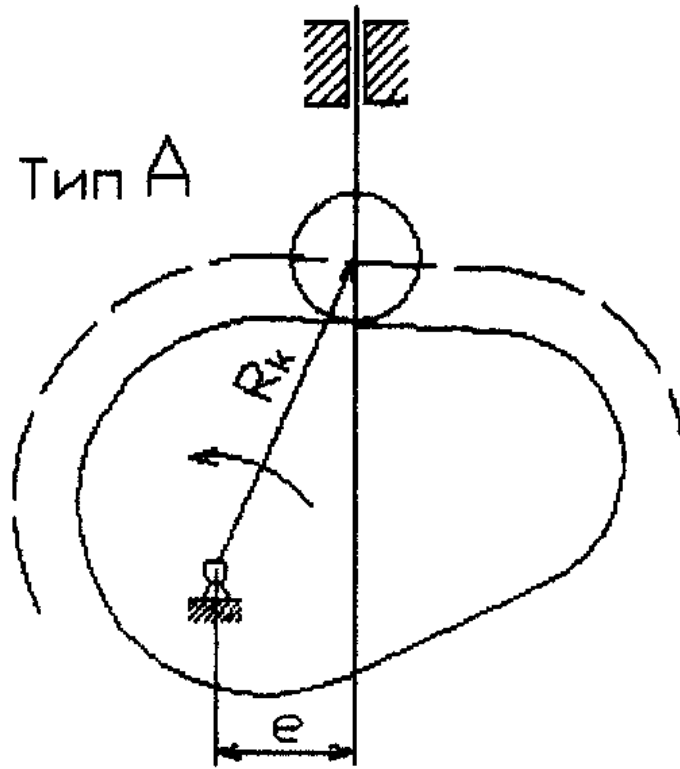
Доп. механизм 4



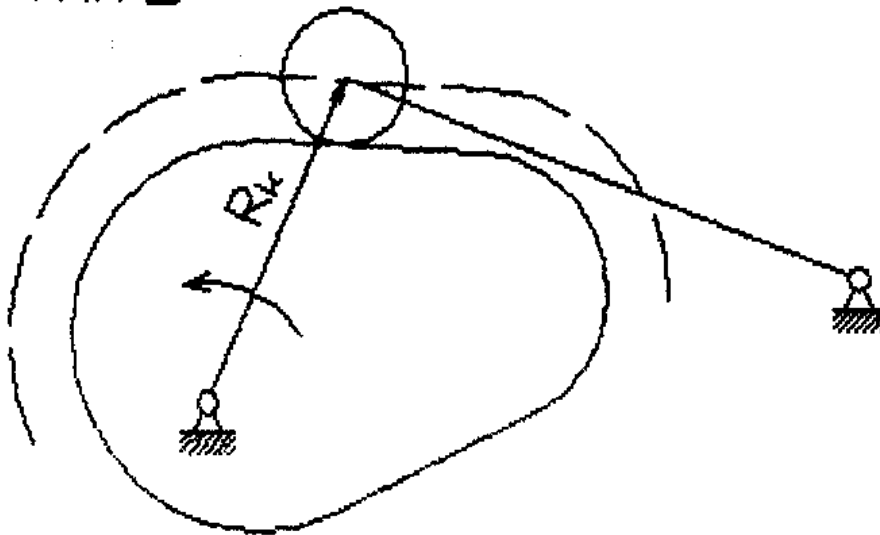
Доп. механизм 5



Тип А



Тип Б



Список контрольных вопросов

1. Механика машин и её основные разделы;
2. Основные понятия и определения в теории механизмов;
3. Рычажные механизмы;
4. Кулачковые механизмы;
5. Зубчатые механизмы;
6. Клиновые и винтовые механизмы;
7. Фрикционные механизмы;
8. Механизмы с гибкими звеньями;
9. Механизмы с гидравлическими и пневматическими устройствами;
10. Механизмы с электрическими устройствами;
11. Кинематические пары и их классификация;
12. Условные изображения кинематических пар;
13. Кинематические цепи;
14. Структурная формула кинематической цепи общего вида;
15. Степени подвижности механизма;
16. Структурная формула плоских механизмов;
17. Структура плоских механизмов;
18. Заменяющие механизмы;
19. Структура пространственных механизмов;
20. Семейства механизмов;
21. Основной принцип образования механизмов и системы их классификации;
22. Структурная классификация плоских механизмов;
23. Некоторые сведения по структурной классификации пространственных механизмов;
24. Центроиды в абсолютном и относительном движении;
25. Соотношения между скоростями звеньев механизма;
26. Определение скоростей и ускорений звеньев кинематических пар;
27. Мгновенный центр ускорений и поворотный круг;
28. Огибаемые и огибающие кривые;
29. Кривизна центроид и взаимооггибаемые кривые;
30. Перманентное и начальное движение механизма;
31. Определение положений звеньев групп и построение траекторий, описываемых точками звеньев механизмов;
32. Определение скоростей и ускорений групп 2 класса;
33. Определение скоростей и ускорений групп 3 класса;
34. Построение кинематических диаграмм;
35. Кинематическое исследование механизмов методом диаграмм;
36. Механизм шарнирного четырёхзвенника;
37. Кривошипно-ползунный механизм;
38. Кулисные механизмы;
39. Определение положений;
40. Определение скоростей и ускорений;
41. Основные кинематические соотношения;

42. Механизмы фрикционных передач;
43. Механизмы трёхзвенных зубчатых передач;
44. Механизмы многозвенных зубчатых передач с неподвижными осями;
45. Механизмы планетарных зубчатых передач;
46. Механизмы некоторых типов редукторов и коробок скоростей;
47. Механизмы передач с гибкими звеньями;
48. Механизм универсального шарнира;
49. Механизм двойного универсального шарнира;
50. Механизм пространственного шарнирного четырёхзвенника;
51. Винтовые механизмы;
52. Зубчатые механизмы прерывистого и знакопеременного движения ведомого звена;
53. Механизмы с гидравлическими и пневматическими устройствами;
54. Основные задачи;
55. Задачи силового расчёта механизмов;
56. Силы, действующие на звенья механизма;
57. Диаграммы сил, работ и мощностей;
58. Механические характеристики машин;
59. Виды трения;
60. Трение скольжение несмазанных тел;
61. Трение в поступательной кинематической паре;
62. Трение в винтовой кинематической паре;
63. Трение во вращательной кинематической паре;
64. Трение скольжения смазанных тел;
65. Трение качения и трение скольжения в высших парах;
66. Трение в передачах с фрикционными колёсами;
67. Трения в передачах с гибкими звеньями;
68. Определение сил инерции звеньев;
69. Метод замещающих точек;
70. Условия статической определимости кинематических цепей;
71. Определение реакций в кинематических парах групп;
72. Определение реакций в кинематических парах групп с учётом сил трения;
73. Кинетостатический расчёт ведущего звена механизма;
74. Силовой расчёт механизмов;
75. Уравновешивание масс звеньев механизма на фундаменте;
76. Определение положения общего центра масс механизма;
77. Исследование движения общего центра масс механизма;
78. Уравновешивание сил инерции звеньев механизма;
79. Уравновешивание вращающихся звеньев;
80. Режимы движения механизмов;
81. Механический коэффициент полезного действия;
82. Определения коэффициентов полезного действия типовых механизмов;
83. Приведённые силы и моменты;
84. Рычаг Жуковского;

85. Определение приведённых и уравновешивающих сил методом Жуковского;
86. Кинетическая энергия механизма;
87. Приведённая масса и приведённый момент инерции механизма;
88. Основные формы уравнений движения;
89. Интегрирование уравнений движения;
90. Исследование движения с помощью уравнения кинетической энергии;
91. Уравнения движения механизма с двумя степенями подвижности;
92. Общая постановка задачи;
93. Средняя скорость механизма и его коэффициент неравномерности движения;
94. Связь между приведённым моментом инерции, приведёнными силами и коэффициентом неравномерности движения механизма;
95. Основные данные, необходимые для определения момента инерции маховика;
96. Определения момента инерции махового колеса по диаграмме $T=T(J_n)$;
97. Определения момента инерции махового колеса по уравнению моментов;
98. Определение момента инерции махового колеса при движущем моменте, зависящем от скорости;
99. Общая постановка задачи;
100. Кинестатика центробежного регулятора;
101. Устойчивость регулятора;
102. Нечувствительность регулятора;
103. Уравнения движения систем автоматического регулирования;
104. Динамическая устойчивость систем автоматического регулирования;
105. Основные задачи проектирования механизмов;
106. Синтез трёхзвенных механизмов центроидной пары;
107. Синтез трёхзвенных механизмов с парой качения и скольжения;
108. Условия, обеспечивающие передачу сил в механизмах;
109. Основные сведения из теории зацеплений;
110. Геометрические элементы зубчатых колёс;
111. Геометрия эвольвентных профилей;
112. Проектирование эвольвентных профилей;
113. Дуга зацепления и коэффициент перекрытия;
114. Коэффициент скольжения зубьев;
115. Некоторые сведения по методам обработки эвольвентных профилей зубьев;
116. Подрезание профилей зубьев;
117. Определение основных размеров зубчатых колёс, нарезанных методом обкатки;
118. Проектирование циклоидальных профилей;
119. Проектирование передач с косыми зубьями;
120. Проектирование конической зубчатой передачи;

- 121.** Проектирование винтовой и червячной передач;
- 122.** Проектирование зубчатых передач с неподвижными осями;
- 123.** Проектирование зубчатых передач с подвижными осями;
- 124.** Проектирование механизмов с внешним зацеплением;
- 125.** Проектирование механизмов с внутренним зацеплением;
- 126.** Основные типы плоских кулачковых механизмов;
- 127.** Исходные данные для проектирования кулачковых механизмов;
- 128.** Законы движения ведомых звеньев;
- 129.** Определение основных размеров кулачковых механизмов;
- 130.** Проектирование профилей кулачков;
- 131.** Некоторые сведения о проектировании пространственных кулачковых механизмов;
- 132.** Основные задачи синтеза;
- 133.** Проектирование механизмов по заданным положениям звеньев;
- 134.** Задача о приближённом воспроизведении заданного закона движения;
- 135.** Задача о воспроизведении заданной траектории;
- 136.** Условия существования кривошипа;
- 137.** Определения ошибок механизмов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин: учебник для вузов / И. И. Артоболевский,- 4-е изд., перераб. и доп.- Москва: Наука, 1988.- 640 с.
2. Теория механизмов и машин : учебник для студ. Втузов / К. В. Фролов (и др.); под ред. К. В. Фролова. - Москва: Высш. шк., 1987.- 496с. ил.
3. Левитский, Н. И. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / Н. И.Левитский. - 2-е изд., перераб. и доп. - Москва: Наука, 1990. - 592 с.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: учеб. пособие для студ. инж.-техн. спец. Вузов / В.К. Акулин (и др.); под общ. ред. Г. Н. Девойно.- Минск: Высш. шк., 1986.-285 с.; ил.
5. Левитская О. Н., курс теории механизмов и машин : учебное пособие для студентов механических специальностей вузов / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский.- 2-е изд.,перераб. и доп.- Москва: Высшая школа , 1985.- 279 с.; ил.
6. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: учебное пособие для студентов механических и машиностроительных специальностей вузов / А. С. Кореняко (и др.); под редакцией А. С. Кореняко. - 4-е издание, перераб.- Ленинград: Машиностроение , 1964.-323 с.
7. Фальк И. Н. Теория механизмов и машин : учебно-метод. пособие по курсовому проектирование / И. Н. Фальк – Москва , 1969.-112с.
8. Методические указания к курсовому проекту по теории механизмов и машин / сост. Ю.А. Волков (и др.).- Минск; 1988.-52 с.
9. Теория механизмов машин и деталей машин. Методические указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-технических специальностей высших учебных заведений / И. Н. Преображенский (и др.).- 12-е издание , перераб. и доп.- Москва: Высш. шк., 1987.-73 с.; ил.
10. Теория механизмов и машин. Методические указания задания на контрольные работы и курсовой проект для студентов-заочников высших заведений инженерно-технических специальностей / Н. И. Левитский (и др.).- Москва; Высш. шк., 1983.-175 с.
11. Теория механизмов и машин. Методические указания и контрольные задания для студентов-заочников высших заведений инженерно-технических специальностей вузов/ Н.И. Левитский (и др.).- Москва; Высш. шк., 1989.-127 с.
12. Теория механизмов и машин: методические указания к курсовой работе по курсу «Теория механизмов и машин» для студентов технологических специальностей заочной формы обучения / УО «ВГТУ»; сост. А. Г. Семин.- Витебск, 2004.- 68 с.
13. Теория механизмов и машин : методические указания к курсовому проекту по теории механизмов и машин для студентов спец. 1-36 01 04 дневного и заочного отделений / УО «ВГТУ»; сост. Ф. А. Ким.- Витебск, 2005.- 80 с.

185					
10	23	15	10	70	50
				КУРСОВАЯ РАБОТА ПО ТММ	
					Лет. Месяц Месяц
				5 5 5	17 18
				20	
				Лист 2	Листов 3
				УО 'ВГУ' группа Тк-29	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
Разработ.		Душко Н.В.			
Провер.		Букачин В.Г.			
Т. контр.					
И. контр.					
Утв.					

Форма 1

185					
10	23	15	10	110	10
					Лист
					5

Форма 2а

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

Кафедра теоретической
механики и теории механизмов и машин

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовой работе по ТММ

Тема: *«Синтез и анализ механизмов»*

Вариант №

Исполнитель:
Студент гр. Тк-29 *Дубко Н.В.*
Шифр

Руководитель: к.т.н. доц.
Буткевич В.Г.

Витебск 2006