

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Методические указания к самостоятельной работе
для студентов механических специальностей
дневной и заочной формы обучения

Содержат требования по составлению и оформлению пояснительной записки и графической части курсового проекта.

Предназначены для студентов механических специальностей дневной и заочной формы обучения

ВВЕДЕНИЕ

Одним из аспектов самостоятельной работы при изучении курса теории механизмов и машин является работа над курсовым проектом.

Целью курсового проектирования является углубленное изучение теоретических основ анализа и синтеза механизмов, приобретение навыков расчета механизмов и машин, инженерного анализа полученных при проектировании результатов, оформления в соответствии с ГОСТом графической части проекта и пояснительной записки.

Курсовой проект по ТММ включает в себя основные разделы курса:

- кинематический и силовой анализ рычажного механизма;
- динамический синтез и анализ рычажного механизма;
- синтез механизмов с высшими парами;
- основы робототехники.

Графический материал проекта отображается на листах ватмана стандартного формата, расчеты и пояснения по выполнению проекта оформляются в виде пояснительной записки объемом 25-40 стр. Разделы проекта могут выполняться как вручную, так и на ЭВМ.

Цель работы состоит в оказании помощи студенту при самостоятельном выполнении курсового проекта.

Раздел I. "Кинематический и силовой анализ рычажного механизма"

1.1 .Что нужно выполнить.

1.1.1. Построить схему механизма в 12 положениях способом засечек. За нулевое положение взять горизонтальное положение кривошипа вдоль оси X. Дать характеристику механизма, назвать звенья, кинематические пары.

1.1.2. Методом хорд построить кинематические диаграммы.

1.1.3. Построить схему механизма в заданном положении. Разбить механизм на структурные группы.

1.1.4. Для заданного положения построить план скоростей и план ускорений. Считать вращение кривошипа равномерным. Определить ускорения центров масс и угловые ускорения звеньев.

1.1.5. Методом координат определить координаты точек механизма, проекции векторов скоростей и ускорений, угловые скорости и ускорения звеньев.

1.1.6. Выполнить сравнительный анализ кинематических характеристик.

1.1.7. Определить силы тяжести и инерционные нагрузки.

1.1.8. Методом планов сил определить реакции во всех кинематических парах механизма и уравновешивающий момент.

1.1.9. Найти уравновешивающий момент методом рычага Жуковского.

1.1.10. Выполнить силовой анализ методом координат.

1.2. Графическая часть раздела

1.2.1. Схема механизма в 12 положениях с графиком силы полезного сопротивления.

1.2.2. Кинематические диаграммы, механизм в заданном положении, план скоростей, план ускорений для заданного положения.

1.2.3. Структурные группы с приложенными внешними и инерционными нагрузками, план сил для определения реакций.

1.2.4. Начальное звено с приложенными внешними и инерционными нагрузками, планы сил для определения реакций. Рычаг Жуковского (повернутый на 90° план скоростей с приложенными в соответствующих точках внешними и инерционными нагрузками). Структурные группы с проекциями векторов сил, силовой анализ методом координат.

1.3. Вопросы, требующие особого внимания.

1.3.1. Определение направления ускорения Кориолиса. Общий подход. Ускорение Кориолиса определяется по формуле:

$$a^k = 2 \omega_{пер} V_{отн},$$

где $V_{отн}$ - относительная скорость; $\omega_{пер}$ - угловая скорость в переносном движении. Для определения направления ускорения Кориолиса необходимо вектор относительной скорости повернуть на 90° в сторону угловой скорости переносного движения.

Вариант 1. Камень кулисы подвижно присоединен к стойке рис. 1. Векторное уравнение для определения ускорения точки В имеет вид:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA||BA}^n + \bar{a}_{BA \perp BA}^r;$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_C + \bar{a}_{BC \perp BA}^k + \bar{a}_{BC||BA}^r;$$

Здесь $\bar{a}_C = 0$ Решение системы ищется на пересечении линии действия векторов $\bar{a}_{BA}^r$ и $\bar{a}_{BC}^r$.

Вариант 2. Камень кулисы подвижно присоединен к кривошипу рис.2. Векторное уравнение для определения ускорения точки В

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA \perp BC}^k + \bar{a}_{BA||BC}^r;$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_C + \bar{a}_{BC||BC}^n + \bar{a}_{BC \perp BC}^r;$$

Здесь $\bar{a}_C = 0$. Решение системы уравнений ищется на пересечении линий действия векторов $\bar{a}_{BA}^r$ и $\bar{a}_{BC}^r$.

1.3.2. Определение направления нормальной составляющей ускорения. **Нормальная составляющая ускорения всегда направлена вдоль звена от рассматриваемой точки к точке, относительно которой звено вращается в относительном движении.** Например, ускорение $\bar{a}_{BC}^n$ рис.1., рис.2, направлено от точки В к С, $\bar{a}_{AO}^n$ направлено от точки А к О, $\bar{a}_{BA}^n$ направлено от точки В к А.

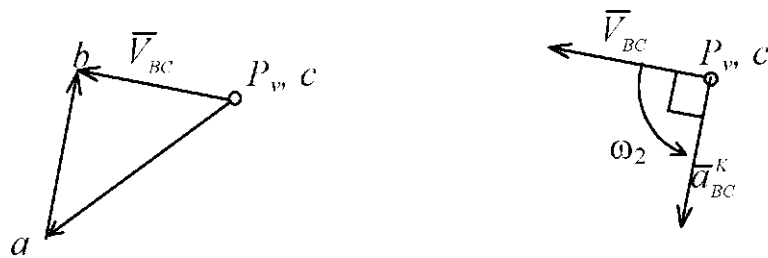
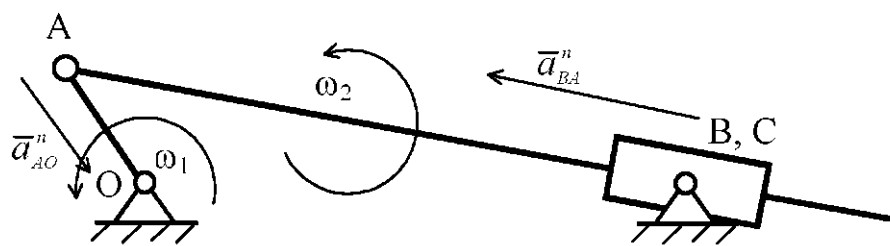


Рис. 1.

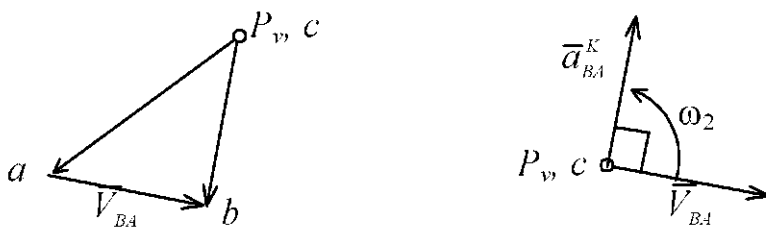
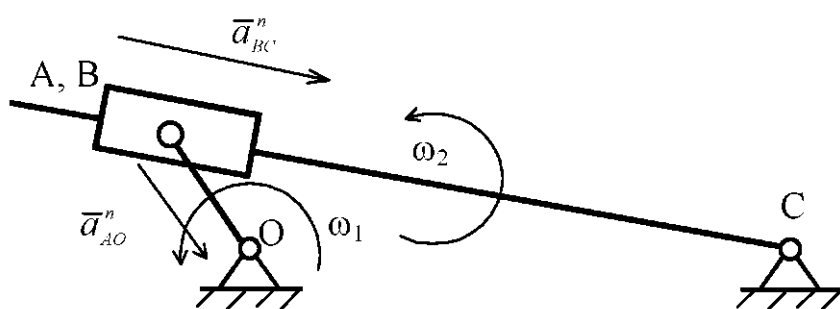


Рис.2.

1.3.3.Помните!

Силы инерции направляются противоположно соответствующим векторам ускорений центров масс.

Моменты сил инерции направляются противоположно соответствующим угловым ускорениям звеньев.

Реакции между ползуном и направляющей, между камнем кулисы и кулисой всегда направлены перпендикулярно направляющей и кулисе соответственно.

Реакции во внутреннем шарнире группы Ассура определяются из условия равновесия отдельных звеньев, входящих в группу, при этом предполагается, что реакции во внешних кинематических парах диады предварительно определены.

Реакции в шарнире, связывающем структурные группы равны по величине, но противоположны по направлению.

При построении плана сил каждый последующий вектор должен исходить из конца предыдущего вектора.

Чтобы размерность моментов сил в уравнениях была однородной [Н·мм] (анализ методом планов), соответствующее плечо в миллиметрах необходимо домножить на масштабный коэффициент длины μ [м/мм].

Чтобы размерность моментов сил в уравнении была однородной [Н·мм] (метод рычага Жуковского), соответствующие моменты сил инерции необходимо домножить на отношение отрезка относительной скорости в мм к длине соответствующего звена механизма в м - l_i/L_i [мм/м].

Определив уравнивающий момент по методу рычага Жуковского, не забудьте перевести его размерность [Н·мм] к реальной размерности [Н·м], для этого необходимо домножить полученный момент на отношение длины кривошипа в м к длине соответствующего отрезка плана скоростей рычага Жуковского в мм - L_i/l_i [м/мм].

1.4. Вопросы к защите проекта по разделу "Кинематический и силовой анализ рычажного механизма".

1.4.1.Покажите умение распознавать структурные группы /I/ с.32-63, /2/ с.32-58.

1.4.2. Расскажите о кинематических характеристиках рычажного механизма, о применении метода хорд в кинематическом анализе, о последовательности кинематического анализа методом планов, методом координат. Покажите умение определять направление угловых скоростей и ускорений звеньев, используя соответствующие планы скоростей и ускорений. Расскажите о пользовании масштабными коэффициентами /I/ с.79-112, /2/ с.65-89.

1.4.3.Покажите умение пользоваться теоремой подобия при определении скоростей и ускорений точек звеньев механизма, умение определять характер движения звеньев (ускоренное, замедленное) /I/ с.82-87, /11/ с.84-85.

1.4.4.Расскажите, какое место в анализе механизмов занимает кинематический анализ, чему он предшествует /I/ с.59.

1.4.5.Расскажите о целях и задачах силового анализа, о принципе Даламбера, заложенного в основу силового анализа. Какое место занимает силовой анализ в инженерных исследованиях /I/ с.205-206, /11/ с.180-185.

1.4.6. Дайте анализ сил, действующих на рычажный механизм, их классификацию. Объясните, как выбирается направление сил инерции, моментов сил инерции /1/с.206-207, 238-241, /2/с. 140, 180-186.

1.4.7. Изложите последовательность силового анализа методом планов сил, методом координат. Покажите умение определять реакции во внутренней кинематической паре диады /1/с.247-270, /2/с.186-197.

1.4.8. Изложите суть метода рычага Жуковского, в чем его отличие от метода планов сил (достоинства, недостатки) /1/ с. 326-334.

Раздел 2 "Динамический анализ и синтез рычажного механизма".

2.1. Что нужно выполнить

2.1.1. Построить планы скоростей, повернутые на 90^0 (рычаги Жуковского). Определить приведенный момент сил полезного сопротивления и приведенный момент инерции.

2.1.2. Построить диаграммы:

- приведенного момента сил сопротивления;

- работ сил сопротивления и движущего момента;

- изменения кинетической энергии;

- энергия-масса (диаграмма Виттенбауэра).

Считать режим движения установившимся, движущий момент постоянным. Силу полезного сопротивления учитывать в соответствии с графиком ее изменения.

2.1.3. Определить величину момента инерции маховика, обеспечивающего вращение кривошипа с заданным коэффициентом неравномерности движения.

2.1.4. Выполнить динамический анализ механизма с учетом статической характеристики двигателя.

2.2. Графическая часть раздела.

2.2.1. Двенадцать рычагов Жуковского (повернутые на 90^0 планы скоростей с приложенными в соответствующих точках силами; иногда поворачивают не планы скоростей, а действующие на механизм силы).

2.2.2. Диаграммы приведенных моментов сил, работ и изменения кинетической энергии.

2.2.3. Диаграмма приведенного момента инерции.

2.2.4. Диаграмма Виттенбауэра.

2.2.5. Диаграммы изменения угловой скорости кривошипа до и после установки маховика для мягкой и статической характеристики двигателя.

2.3. Что особенно важно!

2.3.1. Цель расчета - подобрать маховик с таким моментом инерции, чтобы неравномерность вращения входного звена не выходила за пределы, обусловленные заданным коэффициентом неравномерности.

2.3.2. Факторы, влияющие на неравномерность вращения входного звена:

переменность приведенного момента инерции, момента сил сопротивления. Кроме того, на неравномерность вращения входного звена оказывают влияние динамические параметры электродвигателя.

2.3.3. Приведенный момент инерции определяется из условия равенства кинетической энергии звена приведения и исходного механизма.

2.3.4. Приведенный момент сил сопротивления определяется из условия равенства мощностей звена приведения и исходного механизма.

2.3.5. Режимы движения машинного агрегата: разбег, установившийся режим, выбег.

2.3.6. Свойство диаграммы энергомасс: тангенс угла наклона прямой, соединяющей любую точку диаграммы с началом координат, пропорционален квадрату угловой скорости входного звена.

2.3.7. Физический смысл маховика: маховик - аккумулятор кинетической энергии, забирает энергию у механизма при возрастании угловой скорости, отдает энергию механизму при убывании угловой скорости.

2.3.8. Механизм с мягкой характеристикой двигателя (двигатель внутреннего сгорания) имеет постоянный движущий момент. При статической характеристике двигателя (электродвигатель) движущий момент изменяется по линейному закону.

2.4. Вопросы к защите по разделу " Динамический анализ и синтез рычажного механизма ".

2.4.1. Расскажите о режимах работы машинного агрегата, способах вывода дифференциального уравнения движения. /1/С.304-308, /2/с. 153-155.

2.4.2. Расскажите о динамической модели, обоснуйте её эффективность в инженерных расчетах. Назовите условия построения динамической модели (звена приведения). /1/С.334-340, /2/с. 144-145.

2.4.3. Расскажите об условиях получения приведенного момента инерции механизма, об условиях определения приведенного момента сил сопротивления /1/ с.324-326, 336-339, /2/С.145-153.

2.4.4. Расскажите о факторах, влияющих на изменение средней угловой скорости начального звена, о способах уменьшения пульсации угловой скорости относительно среднего значения, о критерии динамического синтеза рычажного механизма /1/ с.379-382, /2/ с. 164-166.

2.4.5. Расскажите о физическом смысле маховика, о связи его момента инерции с коэффициентом неравномерности вращения входного звена /1/ с.381, /2/ с.171-172.

2.4.6. Объясните смысл синтеза рычажного механизма по коэффициенту неравномерности вращения входного звена /1/ с.379-382, /2/ с. 166.

2.4.7. Объясните порядок расчета, получение графиков в их последовательности. Покажите умение ориентироваться в характере изменения диаграммы энергомасс при различных вариантах изменения приведенного момента инерции и приведенного момента сил сопротивления. Расскажите о свойстве диаграммы энергомасс и проиллюстрируйте его на примере. /1/ с.382-390.

2.4.8. Чем отличается мягкая характеристика двигателя от статической.

3. Раздел III. "Синтез механизмов с высшими парами".

В данном разделе синтезируются кулачковые и зубчатые механизмы.

Цель синтеза кулачковых механизмов - спроектировать механизм из условия незаклинивания (кулачковые механизмы с коромысловым и стержневым роликовым толкателями), из условия выпуклости профиля (кулачковые механизмы с плоским толкателем).

Исходными данными являются: углы интервала подъема, верхнего выстоя, опускания, максимальное перемещение толкателя (линейное для стержневого и плоского толкателя, угловое для коромыслового толкателя), допускаемый угол давления (для кулачковых механизмов с коромысловым и стержневым толкателями), закон движения толкателя, направление вращения кулачка.

Цель синтеза зубчатой передачи - спроектировать передачу, удовлетворяющую основным условиям синтеза (отсутствие подреза ножки зуба, обеспечение непрерывности вращения, отсутствие заострения головки зуба).

Исходные данные для синтеза: модуль зубчатой передачи, число зубьев малого и большого колеса, число оборотов электродвигателя.

3.1. Что нужно выполнить

3.1.1. По заданному закону изменения ускорения толкателя построить графики аналога скорости и перемещения толкателя. Определить масштабные коэффициенты построений.

3.1.2. Определить основные размеры кулачкового механизма (минимальный радиус начальной окружности), учитывая допускаемый угол давления или условие выпуклости профиля кулачка.

3.1.3. Построить профиль кулачка. Для механизмов с роликовым толкателем предварительно построить центровый профиль и определить радиус ролика.

3.1.4. Рассчитать внешнее зацепление пары прямозубых эвольвентных колес с неподвижными осями, нарезанных стандартной инструментальной рейкой заданного модуля. При выборе коэффициентов смещения рейки обеспечить отсутствие подреза ножек зубьев.

3.1.5. Построить картину зацепления колес. Изобразить по три зуба каждого колеса, линию зацепления, рабочие участки профилей зубьев. Масштаб построения выбрать таким, чтобы высота зубьев на чертеже были не менее 40 мм.

3.1.6. По данным картины зацепления определить коэффициент перекрытия.

3.1.7. Рассчитать и построить схему планетарного редуктора, построить план угловых скоростей редуктора.

3.2. Графическая часть раздела.

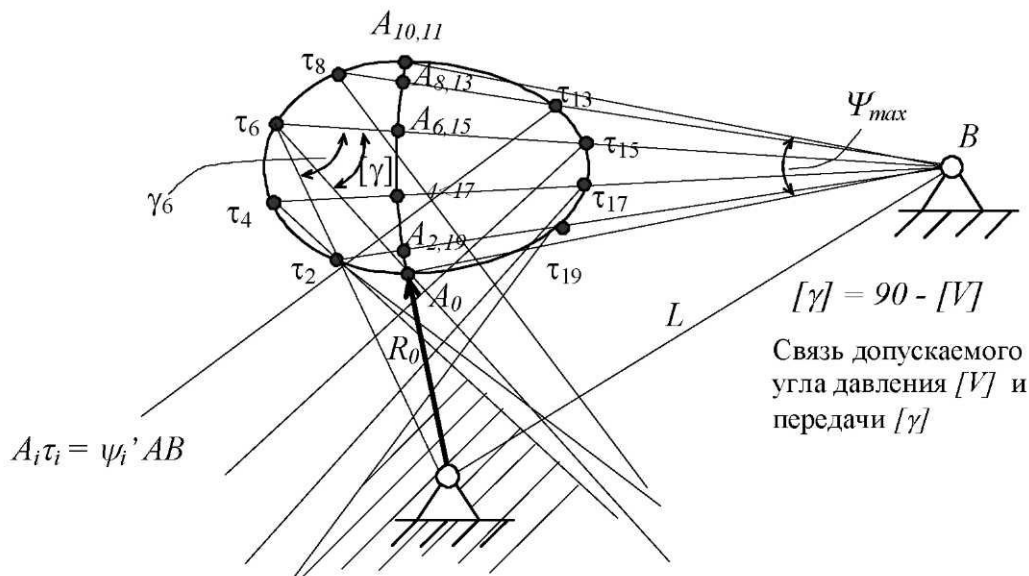
3.2.1. Диаграммы перемещения, аналога скорости, аналога ускорения толкателя.

3.2.2. Диаграмма определения основных параметров кулачка из условия синтеза (радиус начальной окружности кулачка - r_0 , эксцентриситет - e). Варианты построения диаграмм для трех типов кулачковых механизмов представлены на рис.3.

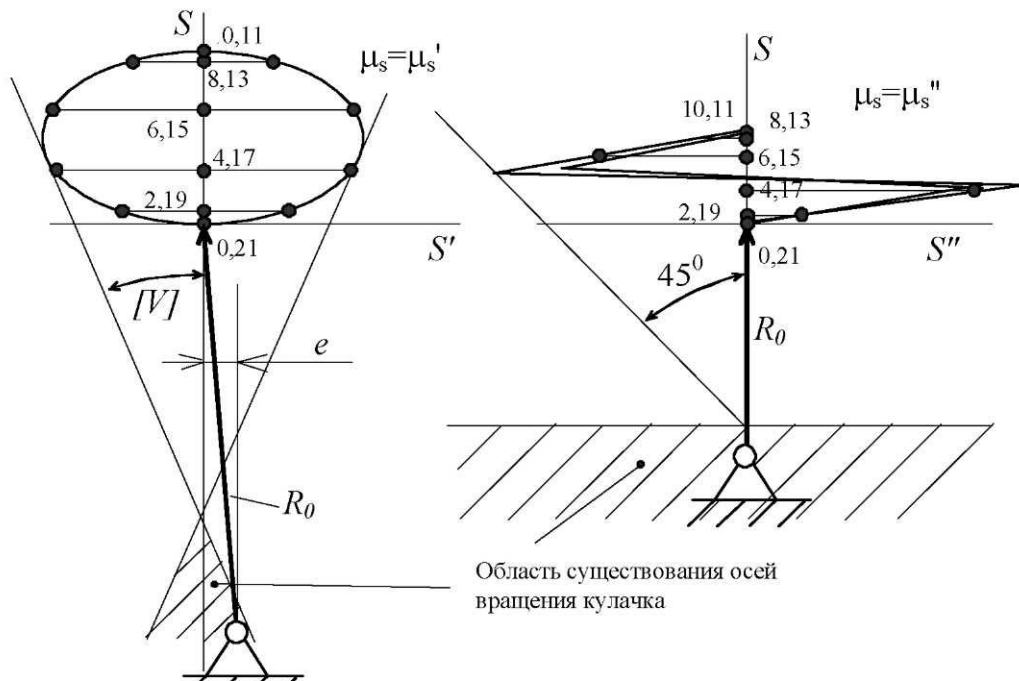
3.2.3. Профиль кулачка (показать построение теоретического и практического профилей).

3.2.4. Картина зацепления колес.

3.2.5. Схема планетарного механизма с планом угловых скоростей.



а) К определению минимального радиуса-вектора начальной окружности кулачкового механизма с коромысловым толкателем



б) К определению минимального радиуса-вектора начальной окружности кулачкового механизма со стержневым и плоским толкателем

Рис.3.

3.3. О чем нужно помнить!

3.3.1. Синтез кулачковых механизмов с коромысловыми и стержневыми роликовыми толкателями проводится из условия незаклинивания, синтез кулачковых механизмов с плоскими толкателями проводится из условия выпуклости профиля.

3.3.2. На первоначальном этапе синтеза определяется радиус начальной окружности профиля (минимальный радиус теоретического профиля кулачка).

3.3.3. Графически построение профиля кулачка проводится методом обращенного движения, заключающегося в том, что кулачку и толкателю сообщают общую угловую скорость равную и обратно направленную угловой скорости кулачка. Тогда, толкатель будет участвовать в двух движениях: первое - вокруг неподвижного кулачка, второе - по собственному закону движения.

3.3.4. Угол между нормалью к профилю кулачка и направлением движения толкателя (вектором скорости) называется углом давления. Угол, дополняющий угол давления до 90° , называется углом передачи движения.

3.3.5. Аналог скорости - первая производная перемещения толкателя по углу поворота кулачка; аналог ускорения - вторая производная перемещения толкателя по углу поворота кулачка.

3.3.6. Безударный закон движения - аналоги скорости и ускорения не имеют скачков; закон движения с мягкими ударами - аналог скорости не имеет скачков, однако аналог ускорения имеет скачки на конечную величину; закон движения с жесткими ударами - аналог скорости имеет скачки на конечную величину, аналог ускорения имеет скачки равные бесконечности.

3.3.7. Модуль зацепления - величина в π раз меньшая шага (регламентируется ГОСТом, измеряется в мм).

3.3.8. Непрерывность вращения зубчатых колес характеризуется коэффициентом перекрытия, по его величине можно судить о количестве пар сопряженных зубьев, находящихся одновременно в зацеплении.

3.3.9. Коэффициенты скольжения учитывают влияние геометрических и кинематических факторов на величину проскальзывания профилей в процессе зацепления.

3.3.10. Коэффициент удельного давления учитывает влияние геометрии зубьев на величину контактных напряжений, возникающих в местах соприкосновения зубьев.

3.3.11. Влияние коэффициентов смещения на параметры - при увеличении коэффициентов смещения уменьшается коэффициент перекрытия и толщина головки зуба.

3.3.12. Начальные окружности колес присущи только зубчатой передаче, проходят через полюсную точку и отсутствуют у отдельно взятых колес.

3.3.13. При нарезании зубьев колес инструментальной рейкой с числом зубьев **меньше семнадцати** и стандартным углом профиля зубьев 20° возникает подрезание зуба у его основания, что уменьшает эвольвентную часть профиля зуба и ослабляет его в опасном сечении. Борьба с подрезанием - смещение инструментальной рейки от центра заготовки.

3.3.14. При положительном смещении инструментальной рейки толщина зуба по делительной окружности, радиусы окружностей вершин и впадин увеличиваются; толщина зуба по дуге окружностей вершин уменьшается и может привести к заострению. При отрицательном смещении инструментальной рейки наблюдается обратный эффект.

3.3.15. Планетарный механизм проектируется из условия сборки и условия соседства сателлитов. Для уравнивания инерционных сил, действующих на опорные подшипники, рекомендуется выбирать число сателлитов больше единицы.

3.4. Вопросы к защите проекта по разделу "Синтез кулачкового механизма"

3.4.1. Расскажите об условиях синтеза Вашего кулачкового механизма /I/ с.527-530, /2/ с.450-452, 461.

3.4.2. Расскажите об элементах кулачкового механизма, о его подвижности, о классах кинематических пар, о геометрических параметрах /I/ с.510-513, /2/ с.444-447.

3.4.3. Расскажите о порядке синтеза /I/ с.537-549, /III/ с.453-470.

3.4.4. Расскажите о методе обращенного движения, в чем он заключается /I/ с.537, 540, 546, /2/ с.467.

3.4.5. Расскажите о порядке определения минимального радиуса теоретического профиля кулачка (радиус начальной окружности) из условия синтеза /I/ с.532, 534, 536, /2/ с.456-459.

3.4.6. Покажите умение пользоваться аналогами скоростей, ускорений для определения скорости, ускорения толкателя в определенной позиции кулачка /I/ с.516-527, /2/ с.447-449, 453-454.

3.4.7. Расскажите об углах давления, передачи движения. Проиллюстрируйте их определение на примере Вашего механизма /I/ с.526-530, /2/ с.450-453.

3.4.8. Покажите умение определять направление вектора скорости толкателя, вектора ускорения толкателя, вектора силы инерции толкателя в определенной позиции кулачка (материалы практических занятий и лекций).

3.4.9. Прокомментируйте закон движения (синусоидальный, косинусоидальный и т.д.), безударный, с мягкими ударами, с жесткими ударами /I/ с.517-519, /2/ с.449-450.

3.4.10. Расскажите о способах замыкания кинематической цепи кулачковых механизмов /I/ с.512-513, /2/ с.446.

3.4.11. Расскажите об условиях синтеза Вашей зубчатой передачи, о кинематических парах в передаче /I/ с.441-446, 451-455, /2/ с. 381.

3.4.12. Прокомментируйте вид зубчатой передачи по сочетанию коэффициентов смещения инструментальной рейки, вид колес, входящих в передачу /I/ с. 459-460.

3.4.13. Объясните смысл смещения инструментальной рейки /I/ с. 459-460, /2/ с.372-373.

3.4.14. Расскажите о геометрических параметрах передачи, о радиусах всех окружностей, о модуле, о линейном и угловом шаге, о толщине зуба по разным

окружностям, о теоретической и практической линии зацепления, угле зацепления и т.д. /1/ с.462-464, /2/ с.358-362, 364-367.

3.4.15.Прокомментируйте качественные характеристики зубчатого зацепления, их физический смысл /1/ с.442, 445, /2/ с.377-381.

3.4.16.Прокомментируйте этапы синтеза зубчатой передачи /1/ с.465

3.4.17.Покажите умение определять передаточные числа различными способами /1/ с.423-425, 429, /2/ с.343, 366, 379.

3.4.18.Расскажите, как определяются рабочие участки профилей зубьев, рабочая линия зацепления. Покажите умение в определении сопряженных точек профилей зубьев /1/ с.438, с.374.

5.Литература для изучения теоретических и практических вопросов.

1 .Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука. 1988.-640с.

2.Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К.и др.Теория механизмов и машин.- М.: Высшая школа, 1987. -496 с.

3.Левитский Н.И. Теория механизмов и машин.-М.: Наука. 1979.-576с.

6.Образец выполнения пояснительной записки и графической части курсового проекта.

Пояснительная записка выполняется на форматной стандартной бумаге А4 и содержит титульный лист, содержание с основной надписью, задание на проектирование, собственно записку по разделам проекта, список используемой литературы. Титульный лист выполняется на твердой форматной бумаге, надписи выполняются с соблюдением правил черчения карандашом, либо принтером, согласно **образца**. Графическая часть проекта выполняется на стандартных листах плотной бумаги формата А3. Графика должна быть четкой. Основные линии не должны быть тоньше 0,8 мм. Допускается выполнение графической части на формате А4 при построении чертежей на ЭВМ.

Примечание. Все листы (текстовые и графические) имеют рамку с полями: слева - 20 мм, справа, сверху, снизу – по 5 мм. В правом нижнем углу рамки каждого листа (кроме титульного) вычерчивается прямоугольник 10х15 мм с надписью *Лист*. Нумерация листов (страниц) текстовой и графической частей отдельная.

Таблица инволют

Угол	М и н у т ы					
Град.	0'	10'	20'	30'	40'	50'
20	0,0149	0,0153	0,0157	0,0161	0,0165	0,0169
21	0,0173	0,0178	0,0182	0,0187	0,0191	0,0196
22	0,0201	0,0205	0,0210	0,0215	0,0220	0,0225
23	0,0230	0,0236	0,0241	0,0247	0,0252	0,0258
24	0,0264	0,0269	0,0275	0,0281	0,0287	0,0293
25	0,0300	0,0306	0,0313	0,0319	0,0326	0,0333
26	0,0339	0,0346	0,0354	0,0361	0,0368	0,0375

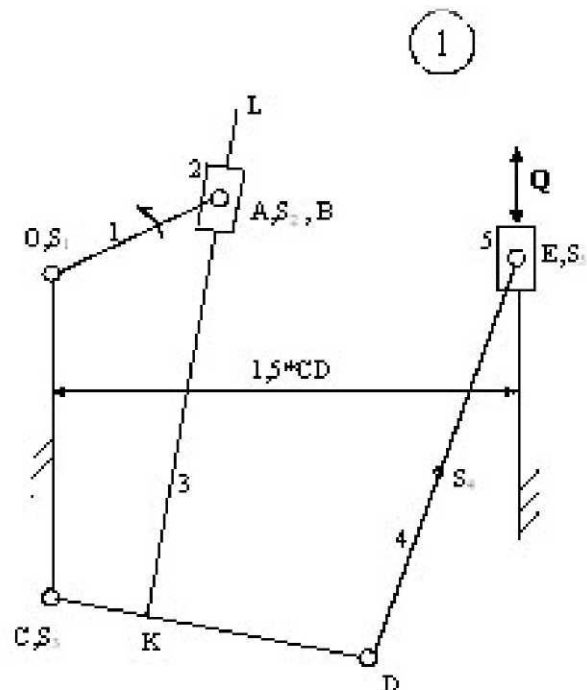
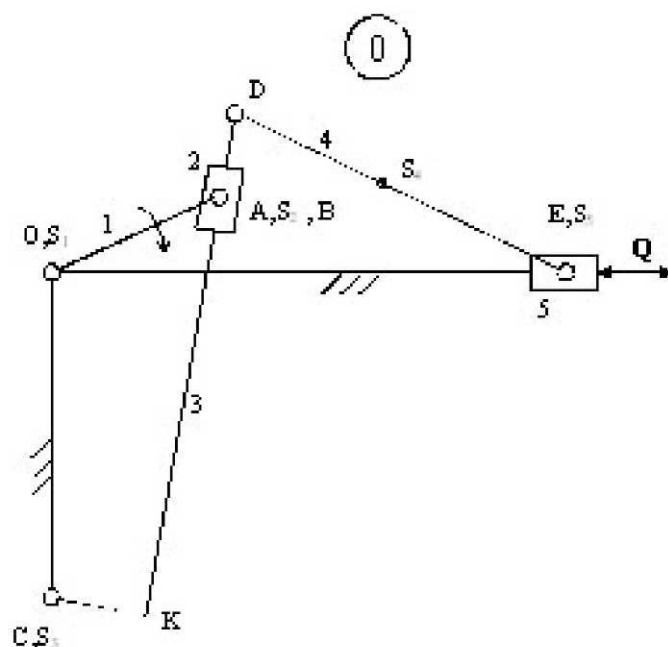
8. Задания на курсовой проект

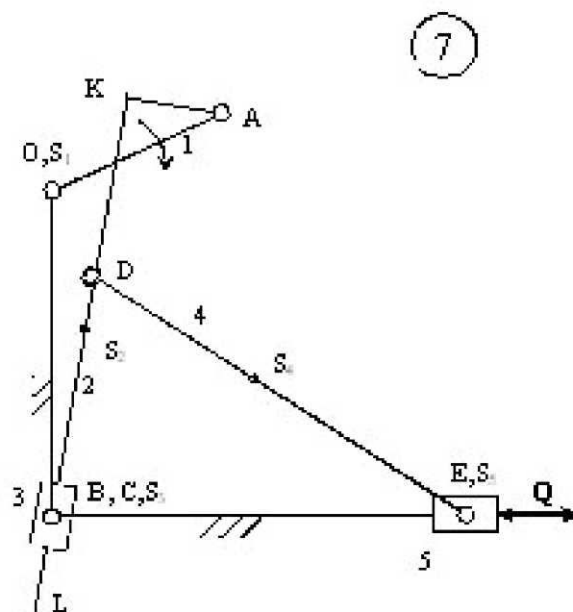
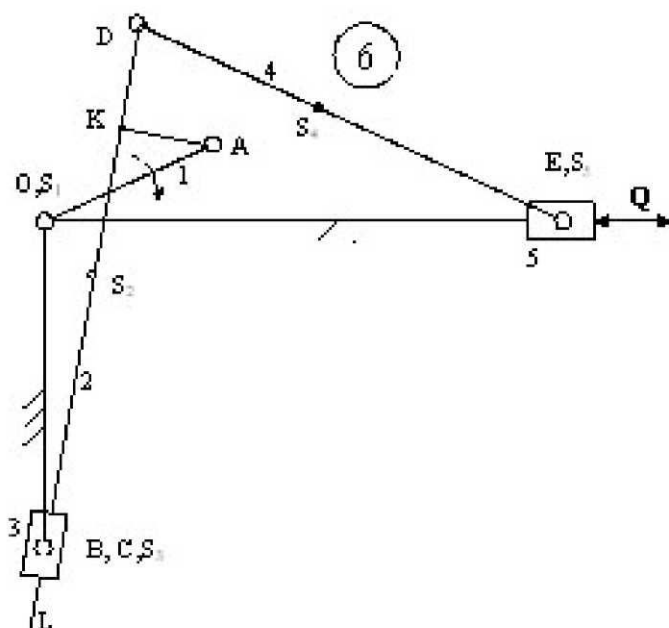
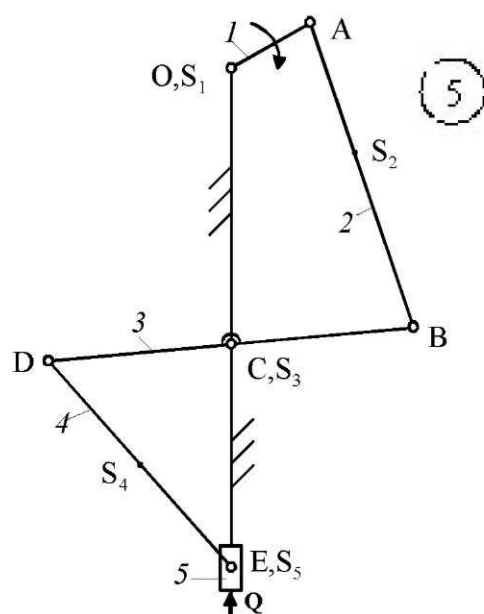
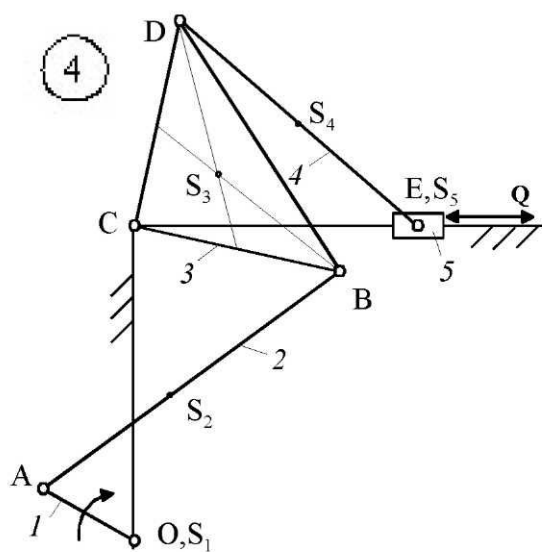
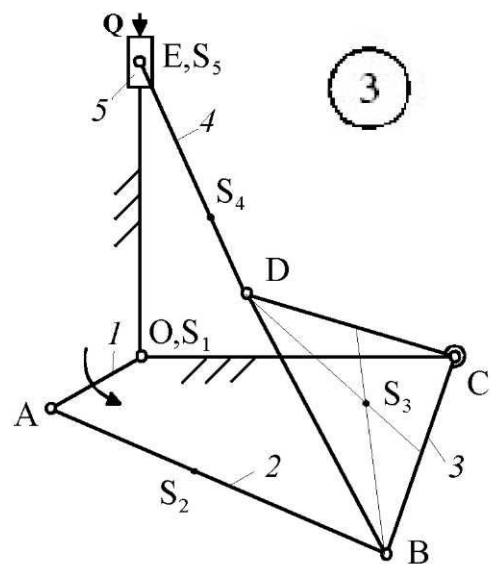
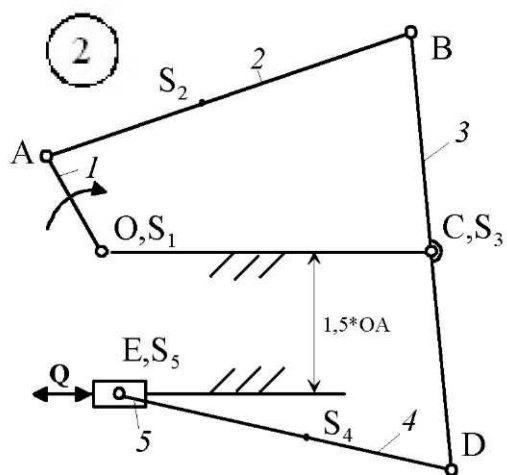
Вариант задания определяется двумя последними цифрами шифра студента.

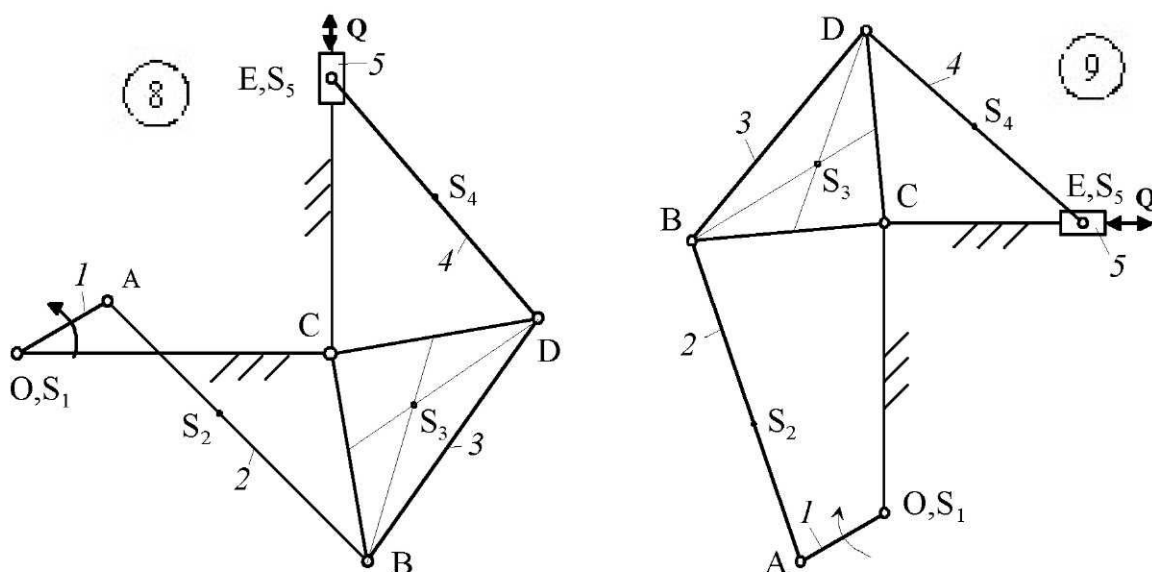
Рычажный механизм

Схемы рычажных механизмов

(Номер схемы выбирается по последней цифре шифра)







Числовые данные для рычажного механизма

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
KD/OA	5,0	2,0	-	-	-	-	1,0	1,5	-	-
KL/OA	-	5,0	-	-	-	-	5,0	5,0	-	-
CK/OA	0,5	0,5	-	-	-	-	-	-	-	-
AK/OA	-	-	-	-	-	-	1,0	0,75	-	-
KS ₂ /OA	-	-	-	-	-	-	2,0	2,5	-	-
OC / OA	-	-	3,4	3,6	3,8	3,7	-	-	3,1	3,0
AB / OA	-	-	3,7	3,9	4,0	3,8	-	-	3,2	3,1
BC / OA	-	-	2,2	2,3	2,4	2,5	-	-	2,2	2,1
CD / OA	-	-	2,4	2,3	2,5	2,5	-	-	2,2	2,0
DE / OA	3,5	3,4	3,6	3,5	3,8	4,0	3,7	3,6	3,1	3,0
AS ₂ / OA	-	-	1,2	1,3	1,4	1,5	-	-	1,4	1,5
DS ₄ / OA	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,5	1,4	1,5	1,2	1,0

Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	15	18	20	22	25	15	18	20	22	25
OA, м	0,18	0,15	0,12	0,10	0,08	0,20	0,18	0,15	0,12	0,1
Qp, Н	400	450	500	550	600	400	450	500	550	600
k _Q	0,2	0,3	0,4	0,5	0,4	0,3	0,2	0,3	0,4	0,5

Для вариантов 0,1,6,7

Массы звеньев:

$$m_1 = 10 \text{ кг}; m_{\text{кулисы}} = 6 \text{ кг}; m_{\text{камня}} = 2 \text{ кг}; m_4 = 4 \text{ кг}; m_5 = 5 \text{ кг}.$$

Центральные моменты инерции звеньев:

$$J_{S_1} = 0,05 \text{ кгм}^2; J_{S_{\text{кулисы}}} = 0,16 \text{ кгм}^2; J_{S_{\text{камня}}} = 0; J_{S_4} = 0,09 \text{ кгм}^2;$$

Примечание. В схемах 0, 1 кулисой является звено 3, а камнем – звено 2; в схемах 6, 7 – наоборот.

Для вариантов 2, 3, 4, 5, 8, 9

Массы звеньев: $m_1 = 10 \text{ кг}; m_2 = 4 \text{ кг}; m_3 = 10 \text{ кг}; m_4 = 4,5 \text{ кг}; m_5 = 5 \text{ кг}.$

Моменты инерции звеньев: $J_{S_2} = 0,05 \text{ кгм}^2; J_{S_3} = 0,15 \text{ кгм}^2; J_{S_4} = 0,06 \text{ кгм}^2.$

Примечание. Центр масс звена 3 совпадает с его геометрическим центром масс.

Для всех вариантов

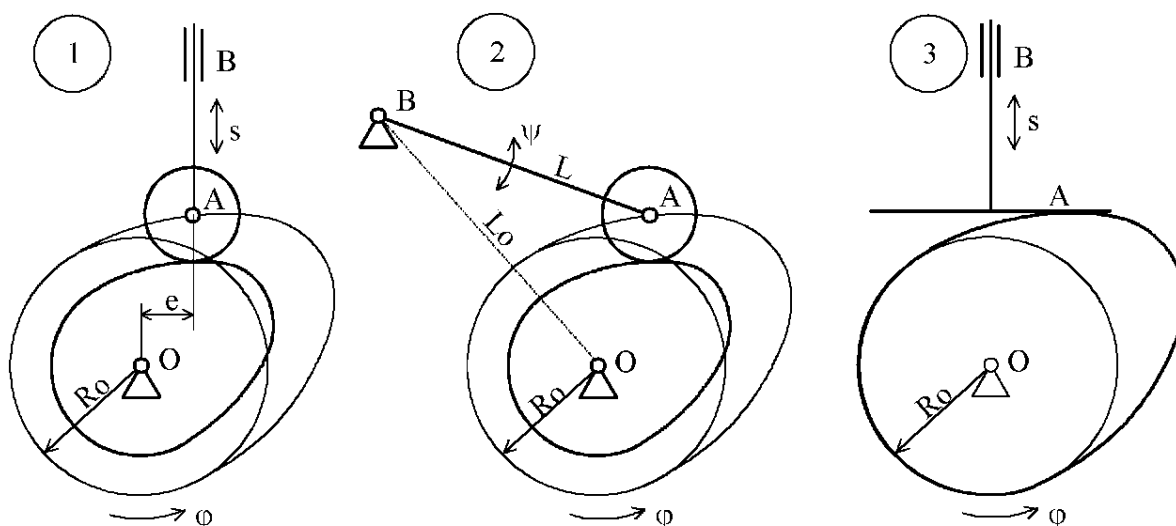
Коэффициент неравномерности движения кривошипа $\delta = 0,1.$

Сила полезного сопротивления на холостом ходе $Q_x = k_Q \cdot Q_p,$

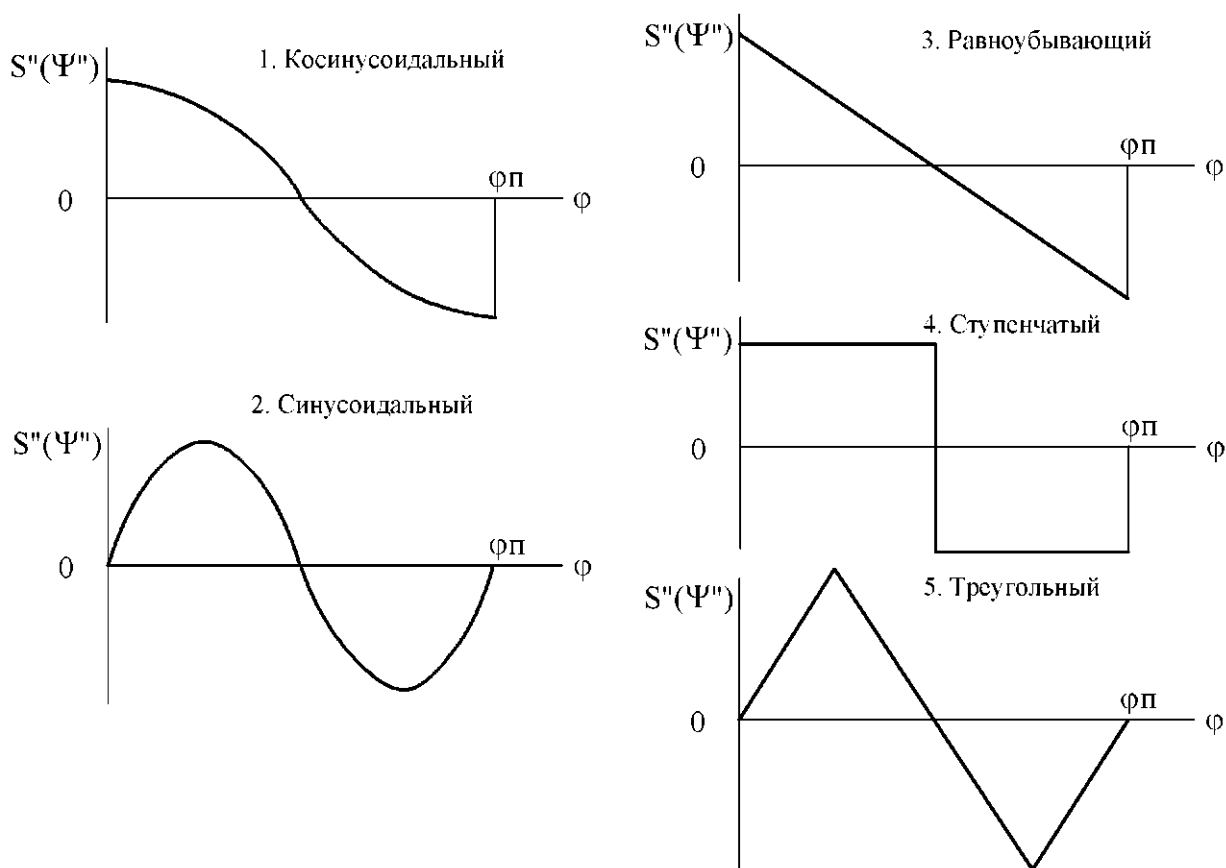
где Q_p – сила полезного сопротивления на рабочем ходе (действует на ползун против его движения)..

Кулачковый механизм

Схемы кулачковых механизмов



Законы движения толкателя



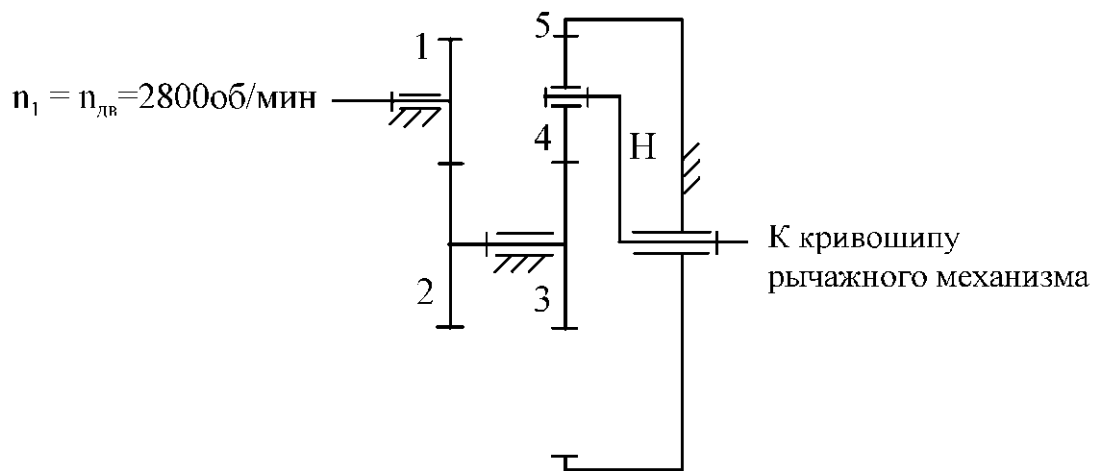
Числовые данные для кулачкового механизма

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Схема КМ	1	2	3	2	1	2	3	2	1	2
Ход толкателя $S_{\text{и}}$, мм	20	-	25	-	30	-	35	-	40	-
Размах коромысла $\Psi_{\text{и}}$, град	-	25	-	28	-	30	-	32	-	35
Длина коромысла $L_{\text{ДВ}}$, мм	-	100	-	120	-	135	-	150	-	175
Допуск. угол давления на инт. подъема $\omega_{\text{п}}$, град	30	50	-	45	35	50	-	45	30	50
Допуск. угол давления на инт. опускания $\omega_{\text{о}}$, град	45	60	-	55	45	60	-	55	45	60

Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Закон движения толкателя	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Угол инт. подъема фп, град	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
Угол инт. верх. выстоя, фвв, град	110	100	90	80	70	60	50	40	30	20
Угол инт. опускания фо, град	100	90	110	90	100	90	110	100	120	100

Зубчатый механизм

Схема механизма



Числовые данные зубчатого механизма

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Модуль m , мм	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5
Число зубьев колеса 1 Z_1	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Число зубьев колеса 2 Z_2	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34

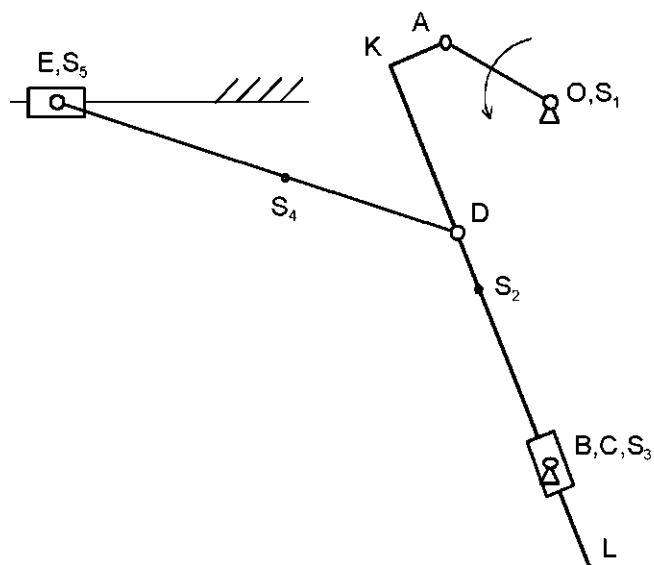
СОДЕРЖАНИЕ

Данные.....	3
1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА	
1.1. Кинематический анализ.....	4
1.2. Силовой анализ.....	13
2. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА	
2.1. Динамический анализ и синтез механизма с «мягкой» характеристикой двигателя.....	20
2.2. Динамический анализ механизма с учетом статической характеристики двигателя.....	26
3. СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ С ВЫШШИМИ ПАРАМИ	
3.1. Синтез кулачкового механизма.....	29
3.2. Зубчатое эвольвентное зацепление.....	32
3.3. Расчет планетарного редуктора.....	34
Список литературы.....	36
Графическая часть.....	42–55

					ТММ.КП.02.23			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
Разраб.					Пояснительная записка		Лит.	Лист
Пров.							У	Листов

Данные 2.23

Рычажный механизм



Угловая скорость кривошипа $\omega = 20$ рад/с.

Длины звеньев OA OC AK KD DE KS DS₂
 м, 0,1 0,3 0,05 0,15 0,35 0,20 0,15

Массы звеньев, кг: $m_1=10$; $m_2=8$; $m_3=4$; $m_4=6$; $m_5=5$.

Моменты инерции звеньев, кгм²: $J_{S1}=0,16$; $J_{S4}=0,09$.

Максимальная сила полезного сопротивления Q на рабочем (холостом) ходе = 500Н (100Н).

Коэффициент неравномерности движения $\delta = 0,1$.

Кулачковый механизм с коромысловым толкателем

Интервалы угла поворота кулачка, град: $\Phi_p=105$; $\Phi_{вв}=30$; $\Phi_o=115$.

Размах коромысла $\Psi_i = 37$ град. Длина коромысла $L = 100$ мм.

Закон движения треугольный.

Доп. угол давления $V_p = 45$ град, $V_o = 50$ град.

Зубчатый механизм

Модуль колес $m=5$ мм; числа зубьев колес $z_1=11$, $z_2=25$.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

TMM.KП.02.23

Лист

3

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

1.1. Кинематический анализ

Задача кинематического анализа механизма состоит в определении положений, скоростей и ускорений звеньев механизма и различных точек этих звеньев. При этом для исследования движения выходного звена обычно используется метод кинематических диаграмм, а для исследования движения каждого звена применяется метод планов или метод координат.

1.1.1. План положений

Строим схему механизма в 12 положениях способом засечек. Масштабный коэффициент определяем из соотношения

$$\mu_L = OA / \{OA\} = 0,1 / 40 = 0,0025 \text{ м/мм},$$

где $\{OA\}$ – длина изображения кривошипа на чертеже, мм.

Принимаем горизонтальное положение кривошипа (вдоль оси X) за начальное (нулевое) положение.

При построении схемы сначала наносим шарниры O, C и линию направляющей ползуна. Далее определяем положения точек и, соответственно, звеньев механизма, используя способ засечек.

Строим траектории центров масс звеньев 2 и 4.

Выделяем одно положение, в котором полностью вычерчиваем схему механизма.

По плану положений определяем значения перемещения ползуна:

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		4

NP	0,12	1	2	3	4	5
{S _г }	0	8,5	20,2	33,0	44,0	47,0
S _{г,м}	0	0,0213	0,0497	0,082	0,1084	0,1156
NP	6	7	8	9	10	11
{S _г }	38,0	18,0	-6,0	-19,0	-14,8	-7,0
S _{г,м}	0,094	0,0442	-0,015	-0,047	-0,037	-0,017

1.1.2. Кинематические диаграммы

По данным плана положений строим диаграмму перемещения ползуна $S-\varphi$, принимая масштабные коэффициенты:

$$\mu_s = 0,00218 \text{ м/мм}; \mu_\varphi = 0,035 \text{ рад/мм}.$$

Путем графического дифференцирования диаграммы $S-\varphi$ методом хорд строим диаграмму скорости $V-\varphi$. Масштабный коэффициент

$$\mu_v = \mu_s \cdot \omega_1 / (\mu_\varphi \cdot \rho_1) = 0,00218 \cdot 20 / (0,035 \cdot 25) = 0,050 \text{ мс}^{-1}/\text{мм},$$

где ρ_1 – расстояние до полюса дифференцирования, мм.

Аналогично, дифференцируя диаграмму $V-\varphi$, получаем диаграмму ускорений $a-\varphi$. Масштабный коэффициент

$$\mu_a = \mu_v \cdot \omega_1 / (\mu_\varphi \cdot \rho_2) = 0,050 \cdot 20 / (0,035 \cdot 25) = 1,146 \text{ мс}^{-2}/\text{мм}.$$

1.1.3. План скоростей

Строим план скоростей в положении 4.

Скорость точки А:

$$V_A = \omega_1 \cdot OA = 20 \cdot 0,1 = 2,0 \text{ м/с}.$$

Из произвольной точки Р – полюса плана откладываем отрезок {ра} длиной 100 мм, направленный, как и скорость точки А, перпендикулярно звену ОА.

Масштабный коэффициент плана скоростей

$$\mu_v = V_A / \{ра\} = 2,0 / 100 = 0,02 \text{ (м/с) / мм}.$$

Согласно принципу относительности движения скорость

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		5

точки В

$$\mathbf{V}_B = \mathbf{V}_A + \mathbf{V}_{BA},$$

причем вектор $\mathbf{V}_B$ параллелен линии KB, а вектор $\mathbf{V}_{BA}$ перпендикулярен линии АВ.

Из полюса проводим линию, параллельную KB, а из конца отрезка {ра} – линию, перпендикулярную АВ. Пересечение этих линий дает на плане скоростей точку (b), причем отрезок {pb} изображает скорость точки В, а отрезок {ab} – скорость точки В относительно точки А. Численные значения скоростей:

$$V_B = \{pb\} \cdot \mu_v = 39 \cdot 0,02 = 0,78 \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = \{ab\} \cdot \mu_v = 97 \cdot 0,02 = 1,94 \text{ м/с}.$$

Для определения скорости точки D воспользуемся принципом подобия, согласно которому точки звена расположены подобно соответствующим точкам плана. Это значит, что фигура BAD (или BKD) на схеме механизма подобна фигуре bad (или bkd) на плане скоростей (в частности, угол BAD равен углу bad и $\{ad\}/\{ab\} = AD/AB$).

Определяем скорость точки E.

$$\mathbf{V}_E = \mathbf{V}_D + \mathbf{V}_{ED},$$

причем вектор скорости точки E параллелен направляющей ползуна, а вектор относительной скорости точек E и D перпендикулярен звену DE.

Из полюса плана скоростей проводим линию, параллельную направляющей ползуна, а из точки (d) – линию, перпендикулярную звену DE. Пересечение этих линий дает точку (e), а отрезки {pe} и {de} соответствуют скоростям $\mathbf{V}_E$ и $\mathbf{V}_{ED}$. Численные значения скоростей:

$$V_E = \{pe\} \cdot \mu_v = 36 \cdot 0,02 = 0,72 \text{ м/с};$$

$$V_{ED} = \{de\} \cdot \mu_v = 54 \cdot 0,02 = 1,08 \text{ м/с}.$$

Используя принцип подобия, строим на плане скорости

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		6

центров масс звеньев.

Угловые скорости звеньев:

$$\omega_2 = V_{E_2}/AB = 1,94/0,39 = 5,0 \text{ рад/с}; (+)$$

$$\omega_3 = \omega_2;$$

$$\omega_4 = V_{E_4}/DE = 1,08/0,35 = 3,07 \text{ рад/с}. (-)$$

Знаки (+/-) соответствуют направлениям скоростей против и по направлению движения часовой стрелки.

1.1.4. План ускорений

Ускорение точки А

$$a_A = a_A^n + a_A^t,$$

где a_A^n , a_A^t – нормальная и тангенциальная составляющие.

Поскольку на валу кривошипа укреплен маховик, то вращение кривошипа можно считать приблизительно равномерным. В этом случае тангенциальной составляющей можно пренебречь. Таким образом

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot OA = 20^2 \cdot 0,1 = 40 \text{ м/с}^2.$$

Из произвольной точки П – полюса плана, откладываем отрезок {Па} длиной 100 мм, направленный параллельно звену АО, как и нормальная составляющая a_A^n . Масштабный коэффициент плана ускорений

$$\mu_a = a_A / \{Па\} = 40/100 = 0,4 \text{ (м/с}^2\text{)}/\text{мм}.$$

Ускорение точки В находим по принципу относительности движения, рассматривая два уравнения:

$$a_B = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^t;$$

$$a_B = a_C + a_{BC}^k + a_{BC}^r.$$

Ускорения точек А и С известны ($a_C = 0$). Нормальная и кориолисова составляющие относительных ускорений

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot AB = 5,0^2 \cdot 0,39 = 9,7 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BC}^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot V_B = 2 \cdot 5,0 \cdot 0,78 = 7,75 \text{ м/с}^2$$

и направлены соответственно параллельно линии ВА и

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		7

перпендикулярно линии KB. В свою очередь тангенциальная и относительная составляющие перпендикулярны указанным выше ускорениям.

Откладываем перпендикулярно звену KB отрезок $\{pk\} = a_{BC}^k / \mu_a = 7,75/0,4 = 19$ мм и к его концу проводим перпендикуляр; из точки (a) откладываем параллельно звену BA отрезок $\{an_2\} = a_{BA}^n / \mu_a = 9,7/0,4 = 24$ мм и к его концу проводим перпендикуляр. Пересечение этих перпендикуляров дает точку (b). Отрезки $\{kb\}$, $\{n_2b\}$ соответствуют относительному и тангенциальному ускорениям a_{BC}^r и a_{BC}^t , а отрезок $\{Pb\}$ – полному ускорению точки B.

Численное значение тангенциальной составляющей:

$$a_{BA}^t = \{n_2b\} \cdot \mu_a = 10 \cdot 0,4 = 4,0 \text{ м/с}^2.$$

На отрезке $\{kb\}$ по принципу подобия отмечаем точку s_2 , соответствующую точке S_2 (центру масс звена 2) на схеме. Отрезок $\{Ps_2\}$ изображает ускорение центра масс звена 2.

По принципу подобия находим ускорение точки D, концу вектора которого на плане соответствует точка (d).

Ускорение точки E

$$a_E = a_D + a_{ED}^n + a_{ED}^t.$$

Вектор a_E направлен параллельно направляющей ползуна; вектор нормальной составляющей a_{ED}^n направлен параллельно, а тангенциальной составляющей a_{ED}^t – перпендикулярно звену ED.

Численное значение нормальной составляющей

$$a_{ED}^n = \omega_4^2 \cdot DE = 3,07^2 \cdot 0,35 = 3,29 \text{ м/с}^2.$$

Из полюса плана проводим линию, параллельную направляющей ползуна. Параллельно звену ED откладываем отрезок $\{dn_4\} = a_{ED}^n / \mu_a = 3,29/0,4 = 8$ мм,

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		8

к концу которого проводим перпендикуляр. Пересечение этого перпендикуляра с указанной выше линией дает точку (е). Отрезок {Пе} соответствует ускорению точки Е, а отрезок {n₄е} – тангенциальной составляющей относительного ускорения.

Численное значение тангенциальной составляющей

$$a_{\Sigma E}^{\tau} = \{n_4 e\} \cdot \mu_a = 80 \cdot 0,4 = 32,0 \text{ м/с}^2.$$

На отрезке {de} по принципу подобия наносим точку s₄, соответствующую центру масс звена 4. Отрезок {Ps₄} соответствует ускорению центра масс звена 4.

Численные значения ускорений центров масс звеньев:

$$a_{s2} = \{Ps_2\} \cdot \mu_a = 86 \cdot 0,4 = 34,4 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{s4} = \{Ps_4\} \cdot \mu_a = 72 \cdot 0,4 = 28,8 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{s5} = a_E = \{Pe\} \cdot \mu_a = 71 \cdot 0,4 = 28,4 \text{ м/с}^2.$$

Угловые ускорения звеньев механизма:

$$\varepsilon_2 = a_{\Sigma B}^{\tau} / AB = 4,0 / 0,39 = 10,4 \text{ рад/с}^2; (-)$$

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_2;$$

$$\varepsilon_4 = a_{\Sigma E}^{\tau} / DE = 32,0 / 0,35 = 91,3 \text{ рад/с}^2. (-)$$

Знаки (+/-) соответствуют направлениям ускорений против и по направлению движения часовой стрелки.

1.1.5. Метод координат

Свяжем с механизмом систему координат XOY. При этом x_с = 0; y_с = 0; x_с = 0 м; y_с = -0,3 м; уравнение направляющей ползуна y_Σ = 0; Угловая скорость кривошипа с учетом направления вращения ω₁ = 20 с⁻¹. Выполним кинематический расчет в положении 11, для которого φ = 330°.

Координаты точки А:

$$X_A = OA \cdot \cos \varphi; \quad Y_A = OA \cdot \sin \varphi.$$

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		9

$$\begin{aligned} \text{Расстояние } AB = AC &= \sqrt{(x_A - x_C)^2 + (y_A - y_C)^2} = \\ &= \sqrt{(0,087 - 0)^2 + (-0,05 - (-0,3))^2} = 0,265 \text{ м.} \end{aligned}$$

$$\text{Расстояние } BK = \sqrt{(AC^2 - AK^2)} = \sqrt{(0,265^2 - 0,05^2)} = 0,260 \text{ м.}$$

Координаты точки K:

$$\begin{pmatrix} x_K \\ y_K \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_C \\ y_C \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma \\ \sin \gamma & \cos \gamma \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_A - x_C \\ y_A - y_C \end{pmatrix} \left(\frac{BK}{AC} \right),$$

$$\text{где } \gamma = \angle ABK = \arcsin(AK/AC) = \arcsin(0,05/0,265) = 10,9^\circ.$$

Координаты точки B

$$X_B = X_C; \quad Y_B = Y_C.$$

Координаты точки D:

$$\begin{pmatrix} x_D \\ y_D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_K \\ y_K \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \cos \delta & -\sin \delta \\ \sin \delta & \cos \delta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_B - x_K \\ y_B - y_K \end{pmatrix} \left(\frac{KD}{BK} \right),$$

$$\text{где } \delta = \angle BKD = 0^\circ.$$

Координаты точки S₂:

$$\begin{pmatrix} x_{S_2} \\ y_{S_2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_K \\ y_K \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \cos \sigma & -\sin \sigma \\ \sin \sigma & \cos \sigma \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_B - x_K \\ y_B - y_K \end{pmatrix} \left(\frac{KS_2}{BK} \right),$$

$$\text{где } \sigma = \angle BKS_2 = 0^\circ.$$

Координаты точки E найдем с помощью уравнения связи между точками D и E:

$$(x_E - x_D)^2 + (y_E - y_D)^2 = DE^2$$

с учетом уравнения направляющей ползуна $y_E = 0$.

Координаты точки S₄:

$$\begin{pmatrix} x_{S_4} \\ y_{S_4} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_D \\ y_D \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \cos \zeta & -\sin \zeta \\ \sin \zeta & \cos \zeta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_E - x_D \\ y_E - y_D \end{pmatrix} \left(\frac{DS_4}{DE} \right),$$

$$\text{где } \zeta = \angle EDS_4 = 0^\circ.$$

Результаты расчета координат точек по приведенным выше формулам занесены в таблицу.

Таблица координат точек механизма при $\varphi = 330^\circ$

Точка	A	K	D	E	S ₂	S ₄
X	0,08660	0,03711	0,01568	-0,2774	0,00854	-0,10992
Y	-0,05000	-0,04287	-0,19133	0	-0,24082	-0,10933

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ТММ.КП.02.23

Лист
10

Аналогично рассчитываем координаты точек при $\varphi_+ = 331^\circ$ и при $\varphi_- = 329^\circ$.

Таблица координат точек механизма при $\varphi = 331^\circ$

Точка	A	K	D	E	S_2	S_4
X_i	0,08746	0,03799	0,01620	-0,27797	0,00894	-0,10987
y_i	-0,04849	-0,04123	-0,18964	0	-0,23911	-0,10836

Таблица координат точек механизма при $\varphi = 329^\circ$

Точка	A	K	D	E	S_2	S_4
X_-	0,08571	0,03621	0,01516	-0,27681	0,00815	-0,10997
y_-	-0,05151	-0,04450	-0,19301	0	-0,24252	-0,11029

Проекции скоростей и ускорений точек находим численным способом по формулам:

$$V_x = (x_+ - x_-) \cdot \omega_1 / (2\Delta\varphi); \quad V_y = (y_+ - y_-) \cdot \omega_1 / (2\Delta\varphi);$$

$$a_{x_i} = (x_+ - 2x + x_-) \cdot \omega_1^2 / \Delta\varphi^2; \quad a_{y_i} = (y_+ - 2y + y_-) \cdot \omega_1^2 / \Delta\varphi^2,$$

где $\Delta\varphi = 0,0174$ рад (соответствует 1 град).

Значения проекций скоростей и ускорений сведены в таблицу.

Таблица проекций скоростей и ускорений точек механизма при $\varphi = 330^\circ$

Точка	A	K	D	B	E	S_2	S_4
v_x	1,000	1,021	0,596	0,286	-0,667	0,455	0,055
v_y	1,732	1,873	1,935	1,979	0	1,955	1,105
a_{x_i}	-34,64	-35,56	-7,86	12,42	5,12	1,37	-2,30
a_{y_i}	-20,00	10,77	8,01	5,99	0	7,09	4,58

Примечание. Скорости и ускорения точки B найдены по принципу подобия с использованием скоростей и ускорений точек K и D.

$$\text{Угловая скорость кулисы } \omega_2 = \mathbf{r}_{AB} \times \mathbf{V}_{BA} / AB^2 \rightarrow$$

$$\omega_2 = [(X_B - X_A)(V_{BY} - V_{AY}) - (Y_B - Y_A)(V_{BX} - V_{AX})] / AB^2 =$$

$$[(0 - 0,0866)(1,979 - 1,732) - (-0,3 + 0,05)(0,286 - 1,000)] / 0,265^2 = -2,85 \text{ с}^{-1}.$$

$$\text{Угловое ускорение кулисы } \varepsilon_2 = \mathbf{r}_{AB} \times \mathbf{a}_{BA} / AB^2 \rightarrow$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

TMM.KП.02.23

Лист
11

$$\varepsilon_2 = [(X_B - X_A)(a_{BY} - a_{AY}) - (Y_B - Y_A)(a_{BX} - a_{AX})] / AB^2 =$$

$$[(0 - 0,0866)(5,99 + 20,00) - (-0,3 + 0,05)(12,42 + 34,64)] / 0,265^2 =$$

$$= 185,4 \text{ с}^{-2}.$$

Угловая скорость шатуна $\omega_4 = \mathbf{r}_{DE} \times \mathbf{V}_{ED} / DE^2 \rightarrow$

$$\omega_4 = [(X_E - X_D)(V_{EY} - V_{DY}) - (Y_E - Y_D)(V_{EX} - V_{DX})] / DE^2 =$$

$$[(-0,2774 - 0,0157)(0 - 1,935) - (0 + 0,1913)(-0,667 - 0,596)] /$$

$$0,35^2 = 6,60 \text{ с}^{-1}.$$

Угловое ускорение шатуна $\varepsilon_4 = \mathbf{r}_{DE} \times \mathbf{a}_{ED} / DE^2 \rightarrow$

$$\varepsilon_4 = [(X_E - X_D)(a_{EY} - a_{DY}) - (Y_E - Y_D)(a_{EX} - a_{DX})] / DE^2 =$$

$$[(-0,2774 - 0,0157)(0 - 8,01) - (0 + 0,1913)(5,12 + 7,86)] / 0,35^2 =$$

$$= -1,11 \text{ с}^{-2}.$$

1.1.6. Сравнение результатов кинематического анализа

Относительная погрешность определения скорости ползуна по методу диаграмм и по методу планов в положении 4 механизма

$$\Delta V = |V_{\text{пл.}} - V_{\text{диаг.}}| \cdot 100\% / V_{\text{пл.}} =$$

$$= |0,72 - 0,73| \cdot 100\% / 0,72 < 5 \text{ \%}.$$

Относительная погрешность определения ускорения ползуна по методу диаграмм и по методу планов в положении 4 механизма

$$\Delta a = |a_{\text{пл.}} - a_{\text{диаг.}}| \cdot 100\% / a_{\text{пл.}} =$$

$$= |28,4 - 27,8| \cdot 100\% / 28,4 < 5 \text{ \%}.$$

Относительная погрешность определения скорости ползуна по методу диаграмм и по методу координат в положении 11 механизма

$$\Delta V = |V_{\text{ек.}} - V_{\text{диаг.}}| \cdot 100\% / V_{\text{ек.}} =$$

$$= |0,667 - 0,66| \cdot 100\% / 0,667 < 5 \text{ \%}.$$

Относительная погрешность определения ускорения

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		12

ползуна по методу диаграмм и по методу координат в положении механизма

$$\Delta a = |a_{\text{Эк.}} - a_{\text{Эквив.}}| \cdot 100\% / a_{\text{Эк.}} =$$

$$= |5,12 - 5,08| \cdot 100\% / 5,12 < 5 \, \%.$$

1.2. Силовой анализ

Задача силового (кинетостатического) анализа состоит в определении усилий, действующих на звенья механизма. К этим усилиям относятся силы тяжести, силы полезного сопротивления, инерционные нагрузки, реакции в кинематических парах.

Силы тяжести определяются как произведение массы звена на ускорение свободного падения. Силы тяжести приложены в центрах масс звеньев и направлены вертикально вниз.

Силы полезного сопротивления заданы.

Для определения инерционных нагрузок необходимо, согласно методу теоретической механики, рассчитать ускорения центров масс звеньев a_{Si} и угловые ускорения звеньев ϵ_i , а затем для каждого звена найти главный вектор сил инерции $\Phi_i = -m_i \cdot a_{Si}$ и главный момент сил инерции $M_i = -J_{Si} \cdot \epsilon_i$.

Реакции в кинематических парах определяются методом кинетостатики, т.е. с помощью уравнений статики, в которые, согласно принципу Даламбера, включаются инерционные нагрузки. При этом расчет проводится отдельно для каждой структурной группы звеньев (группы Ассура), начиная с последней. Это обусловлено тем, что структурная группа является статически определимой системой.

В данном механизме 3 группы Ассура:

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		13

- звенья 0 , 1 (стойка и кривошип) составляют группу 1 класса или исходный механизм;
- звенья 2 , 3 (кулиса и камень) составляют группу 2 класса 3 вида;
- звенья 4 , 5 (шатун и ползун) составляют группу 2 класса 2 вида.

1.2.1. Метод планов сил

Напомним, что силовой анализ методом планов сил выполняется по группам Ассура, начиная с конца механизма.

Определение силы Q

Для определения силы полезного сопротивления строим дополнительные положения механизма на плане положений, которым соответствуют нулевые значения скорости ползуна (см. диаграмму $V-\varphi$). Совмещаем с крайними положениями ползуна график силы Q , представляющий собой наклонную прямую, с минимальным значением силы в начальном положении и максимальным – в конечном положении механизма. В каждом положении ползуна определяем силу Q :

Нп	0	1	2	3	4	5
$Q, Н$	215,7	267,6	337,2	416,2	480,7	100
Нп	6	7	8	9	10	11
$Q, Н$	100	100	100	100	126,2	173,8

Строим график $Q - \varphi$.

Группа 4-5

На звенья 4 , 5 группы действуют силы тяжести:

$$G_4 = m_4 \cdot g = 6 \cdot 9,81 = 58,9 \text{ Н};$$

$$G_5 = m_5 \cdot g = 5 \cdot 9,81 = 49,0 \text{ Н},$$

сила полезного сопротивления $Q = 480,7 \text{ Н}$, силы инерции:

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		14

$$\Phi_4 = m_4 \cdot a_{S_4} = 6 \cdot 28,8 = 172 \text{ Н};$$

$$\Phi_5 = m_5 \cdot a_{S_5} = 5 \cdot 28,4 = 142 \text{ Н},$$

момент сил инерции 4-го звена

$$M_4 = J_{S_4} \cdot \varepsilon_4 = 0,09 \cdot 91,3 = 8,2 \text{ Нм}.$$

Направления сил инерции и момента сил инерции противоположно соответствующим ускорениям.

Найдем реакции в кинематических парах.

Из уравнения моментов находим реакцию R_{05} , т.е. усилие, действующее со стороны направляющей (звено 0) на ползун (звено 5):

$$R_{05} \cdot \{LE\} - (Q - \Phi_5) \cdot \{LD\} + G_5 \cdot \{LE\} + G_4 \cdot \{kL\} - \Phi_4 \cdot \{nD\} + M_4 / \mu_L = 0,$$

откуда

$$\begin{aligned} R_{05} &= [(Q - \Phi_5) \cdot \{LD\} - G_5 \cdot \{LE\} - G_4 \cdot \{kL\} + \Phi_4 \cdot \{nD\} - M_4 / \mu_L] / \{LE\} = \\ &= [(480,7 - 142) \cdot 36 - 49 \cdot 171 - 58,9 \cdot 73 + 172 \cdot 33 - 8,2 / 0,002] / 171 = \\ &= 5,0 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Плечи сил взяты из чертежа группы 4-5.

Строим план сил группы 4-5 в соответствии с векторным уравнением равновесия сил

$$R_{05} + Q + G_5 + \Phi_5 + \Phi_4 + G_4 + R_{24} = 0,$$

из которого находим реакцию $R_{24} = 202 \text{ Н}$, а затем из условия

$$R_{05} + Q + G_5 + \Phi_5 + R_{45} = 0$$

- реакцию $R_{45} = 343 \text{ Н}$.

Группа 2-3

На звенья группы действуют силы тяжести:

$$G_2 = m_2 \cdot g = 8 \cdot 9,81 = 78,5 \text{ Н};$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 4 \cdot 9,81 = 39,2 \text{ Н},$$

силы инерции:

$$\Phi_2 = m_2 \cdot a_{S_2} = 8 \cdot 34,4 = 275,2 \text{ Н};$$

$$\Phi_3 = 0 \text{ (так как } a_{S_3} = 0),$$

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		15

моменты сил инерции:

$$M_2 = Js_2 \cdot \varepsilon_2 = 0,16 \cdot 10,4 = 1,64 \text{ Нм};$$

$$M_3 = 0, \text{ так как } Js_3 = 0.$$

На звено 2 в точке D действует известная из предыдущего расчета реакция R_{12} , направленная противоположно R_{24} .

Находим реакции в кинематических парах. Для этого отделяем камень 3 от кулисы 2 и реакцию между ними представляем как R_{32} (R_{23}). Составляем уравнение моментов сил для звена 2 относительно точки A: $\sum M^{(2)}_A = -R_{32} \cdot \{KB\} + M_2/\mu_1 - \Phi_2 \cdot \{fA\} - G_2 \cdot \{gA\} + R_{42} \cdot \{hA\} = 0$.

Отсюда реакции звена 3 на звено 2

$$R_{32} = (M_2/\mu_1 - \Phi_2 \cdot \{fA\} - G_2 \cdot \{gA\} + R_{42} \cdot \{hA\}) / \{KB\} =$$

$$= (1,64/0,003 - 275,2 \cdot 35 - 78,5 \cdot 1 + 202 \cdot 53) / 129 = 12,3 \text{ Н}.$$

Строим план сил в соответствии с векторными уравнениями:

$$R_{32} + \Phi_2 + G_2 + R_{42} + R_{12} = 0;$$

$$R_{23} + G_3 + R_{03} = 0$$

и определяем реакции:

$$R_{12} = 154 \text{ Н}; \quad R_{33} = 38 \text{ Н}.$$

Ведущее звено

На ведущее звено 1 (кривошип) действует в точке A реакция со стороны звена 2 (R_{21}), в точке O – сила тяжести

$$G_1 = m_1 \cdot g = 10 \cdot 9,81 = 98,1 \text{ Н}$$

и реакция R_{01} . Кроме того, к кривошипу приложен уравновешивающий момент M_y . Последний найдем из соотношения

$$M_y = R_{21} \cdot Ot = 154 \cdot 0,075 = 11,5 \text{ Нм}.$$

Реакцию R_{01} найдем из условия:

$$R_{21} + G_1 + R_{01} = 0.$$

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		16

Фактический уравновешивающий момент (полученный из рычага Жуковского)

$$M_y^* = \langle M_y \rangle \cdot OA / \{ra\} = 14174 \cdot 0,1 / 125 = 11,3 \text{ Нм.}$$

Относительная погрешность расчета уравновешивающего момента

$$\Delta M = | (M_y^* - M_y) | \cdot 100\% / M_y = \\ = | (11,3 - 11,5) | \cdot 100\% / 11,5 = 1,7 \, \%.$$

1.2.3. Силовой расчет методом координат

Группа 4-5.

Согласно расчетной схеме, система уравнений кинетостатики данной группы имеет вид:

$$Q + \Phi_5 + R_{45X} = 0;$$

$$-G_5 + R_{45Y} + R_{25} = 0;$$

$$R_{45X} (Y_5 - Y_D) - R_{45Y} (X_5 - X_D) + (\Phi_{4Y} - G_4) (X_{24} - X_D) - \Phi_{4X} (Y_{24} - Y_D) + M_4 = 0;$$

$$R_{24X} + \Phi_{4X} - R_{42X} = 0;$$

$$R_{24Y} + \Phi_{4Y} - G_4 - R_{42Y} = 0,$$

где $Q = 173,8 \text{ Н}$; $\Phi_5 = -m_5 \cdot a_5 = -5 \cdot 5,12 = -25,6 \text{ Н}$;

$$\Phi_{4X} = -m_4 \cdot a_{s4X} = -6 \cdot (-2,3) = 13,8 \text{ Н};$$

$$\Phi_{4Y} = -m_4 \cdot a_{s4Y} = -6 \cdot 4,58 = -27,5 \text{ Н};$$

$$M_4 = -J_{24} \cdot \varepsilon_4 = -0,09 \cdot (-1,12) = 0,10 \text{ Нм.}$$

Решая систему уравнений, находим реакции в кинематических парах группы 4-5:

R_{25}	R_{45X}	R_{45Y}	R_{45}	R_{24X}	R_{24Y}	R_{24}
-14,2	-148,2	63,2	161,2	-162,0	149,6	220,5

Группа 2-3.

Согласно расчетной схеме, система уравнений кинетостатики данной группы имеет вид:

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		18

$$-R_{23X}(Y_A - Y_B) + R_{23Y}(X_A - X_B) - (\Phi_{2Y} - G_2)(X_A - X_{S2}) + \\ + \Phi_{2X}(Y_A - Y_{S2}) - R_{24X}(Y_A - Y_D) + R_{24Y}(X_A - X_D) + M_2 = 0;$$

$$R_{23X} \cdot k_X + R_{23Y} \cdot k_Y = 0;$$

$$R_{12X} + \Phi_{2X} - R_{23X} - R_{24X} = 0;$$

$$R_{12Y} + \Phi_{2Y} - G_2 - R_{23Y} - R_{24Y} = 0;$$

$$R_{03X} + R_{23X} = 0;$$

$$R_{03Y} - G_3 + R_{23Y} = 0;$$

где $\Phi_{2X} = -m_2 \cdot a_{S2X} = -8 \cdot 1,37 = -10,9 \text{ Н};$

$$\Phi_{2Y} = -m_2 \cdot a_{S2Y} = -8 \cdot 7,09 = -56,7 \text{ Н};$$

$$M_2 = -J_{S2} \cdot \epsilon_2 = -0,16 \cdot 185,38 = -29,66 \text{ Нм}.$$

Решая систему уравнений, находим реакции в кинематических парах группы 2-3:

R_{12X}	R_{12Y}	R_{12}	R_{23X}	R_{23Y}	R_{23}	R_{03X}	R_{03Y}	R_{03}
-104,2	278,0	296,9	46,9	-6,8	47,4	-46,9	46,0	65,7

Ведущее звено.

Для ведущего звена система уравнений кинетостатики имеет вид:

$$R_{12X} \cdot Y_A - R_{12Y} \cdot X_A + M_V = 0;$$

$$R_{01X} - R_{12X} = 0;$$

$$R_{01Y} - G_1 - R_{12Y} = 0.$$

Отсюда находим

M_V	R_{01X}	R_{01Y}	R_{01}
18,87	-104,2	376,1	390,3

Проверка:

$$R_{01X} + \Phi_{2X} + R_{03X} + \Phi_{4X} + \Phi_5 + Q = \\ = -104,2 - 10,9 - 46,9 + 13,8 - 25,6 + 173,8 = 0.$$

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		19

2. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Задача динамического анализа состоит в определении закона движения ведущего звена механизма (кривошипа) с учетом характеристики двигателя и расчете коэффициента неравномерности движения. Если этот коэффициент превышает допустимый предел, то выполняют динамический синтез механизма, который заключается в определении момента инерции маховика, обеспечивающего вращение ведущего звена механизма с заданным коэффициентом неравномерности движения.

Маховик, укрепленный на валу кривошипа, препятствует изменению скорости вращения последнего. Таким образом, скорость вращения кривошипа становится более равномерной, что, в свою очередь, создает более благоприятные условия для работы привода.

Анализ и синтез проводятся в предположении, что режим движения установившийся, т.е. изменение кинетической энергии механизма за цикл (за один оборот кривошипа) равно нулю.

2.1. Динамический анализ и синтез механизма с «мягкой» характеристикой двигателя

2.1.1. Определение приведенного момента сил сопротивления

На звенья механизма действуют внешние нагрузки, которые создают на валу кривошипа так называемый приведенный момент сил сопротивления. К этим нагрузкам относятся силы тяжести, силы трения в кинематических парах и сила полезного сопротивления Q . Для упрощения расчетов силами трения обычно пренебрегают ввиду их

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		20

малости по сравнению с силой полезного сопротивления.

Для определения приведенного момента силы сопротивления воспользуемся методом рычага Жуковского.

В каждом из 12-ти положений механизма (см. план положений) строим план скоростей и поворачиваем его на 90 градусов. Масштаб построения в данном случае не имеет значения. Длины полученных изображений отрезков заносим в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Нп	ра	ab	de	ps ₂	ps ₄	pe	pm	pn
0	119	20	125	115	67	41	114	65
1	137	54	108	106	77	65	103	60
2	137	81	54	78	83	83	53	30
3	119	90	9	59	72	71	7	5
4	123	108	66	75	64	45	61	37
5	137	131	122	111	67	17	111	66
6	119	119	128	116	84	85	111	66
7	106	106	113	106	97	119	92	52
8	119	116	92	84	91	119	73	38
9	119	107	10	4	22	18	1	4
10	95	75	91	67	38	37	67	38
11	120	78	139	121	67	40	118	66

Прикладываем в точке (e) силу полезного сопротивления Q , в точках s_2 , s_4 силы тяжести G_2 , G_4 соответственно.

Приведенный момент этих сил определяется по формуле

$$M_c = (Q \cdot \langle pe \rangle \pm G_2 \cdot \langle pm \rangle \pm G_4 \cdot \langle pn \rangle) \cdot OA / \langle pa \rangle, \text{ Нм},$$

где $\langle pm \rangle$, $\langle pn \rangle$ - плечи сил тяжести относительно полюса плана, мм.

Например, в положении 1

$$M_c = (267,6 \cdot 65 + 78,5 \cdot 103 + 58,9 \cdot 60) \cdot 0,1 / 137 = 21,2 \text{ Нм}.$$

Значения приведенного момента сил заносим в табл. 2.2.

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		21

Таблица 2.2

N_{II}	M_C	J_{II}	ΔT	ω	$\omega^{(22)}$	$\omega^{(21)}$	$\omega^{(22,2)}$	$M_d^{(2)}$	$M_d^{(2,2)}$
0	18,2	0,157	0,0	21,49	20,25	19,27	20,07	15,7	9,9
1	21,2	0,136	-4,8	21,51	20,22	19,59	20,02	13,3	10,2
2	24,6	0,125	-11,3	20,03	20,00	18,89	19,80	18,4	11,8
3	24,2	0,120	-18,9	17,10	19,65	18,35	19,50	22,3	14,0
4	11,8	0,114	-23,5	15,02	19,46	19,07	19,41	17,1	14,6
5	-7,9	0,130	-18,1	16,75	19,59	20,36	19,65	7,7	12,9
6	-3,4	0,193	-9,6	16,65	19,40	19,27	19,53	15,6	13,7
7	1,5	0,252	-3,8	16,09	19,15	19,03	19,38	17,3	14,9
8	3,3	0,189	0,2	19,66	19,94	22,55	20,25	-8,1	8,5
9	1,6	0,093	4,3	29,51	21,18	26,12	21,37	-34,0	0,5
10	12,8	0,140	6,2	24,65	20,75	19,15	20,70	16,5	5,3
11	16,7	0,168	3,6	21,85	20,33	18,45	20,18	21,5	9,0

2.1.2. Приведенный момент инерции

Приведенный момент инерции определяется как момент, которым должен обладать кривошип относительно своей оси вращения, чтобы его кинетическая энергия равнялась кинетической энергии механизма.

Таким образом, приведенный момент инерции нашего механизма

$$J_{\Pi} = 2T/\omega_1^2 = J_{S_1} + m_2 \cdot (VS_2/\omega_1)^2 + J_{S_2} \cdot (\omega_2/\omega_1)^2 + m_4 \cdot (VS_4/\omega_1)^2 + J_{S_4} \cdot (\omega_4/\omega_1)^2 + m_5 \cdot (VS_5/\omega_1)^2, \text{ кгм}^2.$$

Отношения скоростей могут быть найдены по данным таблицы 2.1:

$$VS_2/\omega_1 = OA \cdot \langle ps_2 \rangle / \langle pa \rangle, \quad M;$$

$$\omega_2/\omega_1 = OA \cdot \langle ab \rangle / \langle pa \rangle / AB;$$

$$VS_{\pm}/\omega_{\pm} = OA \cdot \langle ps_{\pm} \rangle / \langle pa \rangle, \quad M;$$

$$\omega_z/\omega_1 = OA \cdot \langle de \rangle / \langle pa \rangle / DE;$$

$$V_{S_2}/\omega_2 = OA \cdot \langle p_e \rangle / \langle p_a \rangle, \text{ M.}$$

Приведем пример вычисления приведенного момента инерции механизма в положении 1:

$$V_{S2}/\omega_i = 0,1 \cdot 106/137 = 0,077 \text{ M};$$

					ТММ.КП.02.23	Лист
						22
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$\omega_2/\omega_1 = 0,154/137/0,361 = 0,164;$$

$$Vs_4/\omega_1 = 0,177/137 = 0,056 \text{ м};$$

$$\omega_4/\omega_1 = 0,1108/137/0,35 = 0,225;$$

$$Vs_5/\omega_1 = 0,165/137 = 0,047 \text{ м}.$$

$$J_{\Pi_1} = 0,05 + 8 \cdot 0,077^2 + 0,16 \cdot 0,164^2 + 6 \cdot 0,056^2 + 0,09 \cdot 0,225^2 + 5 \cdot 0,047^2 = 0,136 \text{ кгм}^2.$$

Значения приведенного момента инерции для всех положений сведены в таблицу 2.2. По этим значениям строим диаграмму приведенного момента инерции ($J_{\Pi}-\varphi$), выбирая масштабный коэффициент

$$\mu_J = 0,0042 \text{ кгм}^2/\text{мм}.$$

Диаграмму ($J_{\Pi}-\varphi$) строим повернутой на 90 градусов для удобства выполнения последующих графических операций.

2.1.3. Диаграммы приведенных моментов сил, работ и изменения кинетической энергии

По данным таблицы 2.2 строим диаграмму приведенного момента сил сопротивления в зависимости от угла поворота кривошипа ($M_c - \varphi$). Предварительно выбираем масштабные коэффициенты осей

$$\mu_M = 0,73 \text{ Нм/мм};$$

$$\mu_\varphi = 0,035 \text{ рад/мм (2 град/мм)}.$$

Графическим интегрированием диаграммы ($M_c-\varphi$) получаем диаграмму работы сил сопротивления ($A_c-\varphi$). Методика графического интегрирования изложена в [1].

Масштабный коэффициент оси работ

$$\mu_A = \mu_\varphi \cdot \mu_M \cdot \langle r_o \rangle = 0,035 \cdot 0,73 \cdot 30 = 0,76 \text{ Дж/мм},$$

где $\langle r_o \rangle$ - расстояние от центра координат до полюса

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		23

интегрирования.

На вал кривошипа кроме приведенного момента сил сопротивления действует движущий момент. В случае «мягкой» характеристики двигателя (двигатель внутреннего сгорания) этот момент имеет постоянную величину ($M_{дв} = \text{const}$). Диаграмма работы постоянного момента представляет линейную функцию, имеющую одинаковые значения с работой сил сопротивления в начале и в конце цикла. Соединяем прямой начало и конец диаграммы ($A_c - \phi$) и получаем диаграмму работы движущего момента ($A_{дв} - \phi$).

Графическим дифференцированием диаграммы ($A_{дв} - \phi$) строим диаграмму движущего момента ($M_{дв} - \phi$), которая представляет собой горизонтальную прямую. Величина движущего момента

$$M_{дв} = \langle M_{дв} \rangle \cdot \mu m = 14,3 \cdot 0,73 = 10,4 \text{ Нм.}$$

Как известно изменение кинетической энергии механической системы равно алгебраической сумме работ действующих на систему внешних сил. Поэтому диаграмму изменения кинетической энергии механизма ($\Delta T - \phi$) строим в виде разности ординат работ движущего момента и момента сил сопротивления, т.е.

$$\langle \Delta T \rangle = \langle A_{дв} \rangle - \langle A_c \rangle.$$

Значения приращений кинетической энергии для всех положений сведены в таблицу 2.2.

2.1.4. Расчет угловых скоростей кривошипа (без маховика)

Расчет угловых скоростей выполняем численным способом. Для этого используем уравнение кинетической энергии механизма в дискретном виде (индекс звена 1 у угловой скорости кривошипа опущен):

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		24

$$J_{пi}\omega_i^2/2 - J_{пi}\omega_i^2/2 = \Delta T_i, \quad i = 1..12.$$

Отсюда

$$\omega_i = \sqrt{(2\Delta T_i + J_{пi}\omega_i^2)/J_{пi}}, \quad i = 1..12.$$

Начальную величину угловой скорости ω_i подбираем итерационным путем, используя Excel/подбор параметра, из условия $(\sum_{i=1}^{12} \omega_i)/12 \approx \omega_{ср}$, где $\omega_{ср}$ – заданное значение угловой скорости кривошипа 1 (см.Данные). Полученные значения угловой скорости заносим в таблицу 2.2. Строим график $\omega - \varphi$. Определяем коэффициент неравномерности движения

$$\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min})/\omega_{ср} = (29,51-15,02)/20 = 0,72 > 0,1.$$

Поскольку величина δ превышает заданное значение ($\delta > 0,1$), то выполняем расчет маховика методом Виттенбауэра.

2.1.5. Диаграмма Виттенбауэра. Момент инерции маховика

Строим диаграмму Виттенбауэра (ΔT - $J_{п}$) способом графического исключения угла (φ) из диаграмм (ΔT - $J_{п}$) и ($J_{п}$ - φ). При этом масштабные коэффициенты осей ΔT и $J_{п}$ сохраняются.

К диаграмме Виттенбауэра проводим касательные под углами $\Psi_{\max}$ и $\Psi_{\min}$, значения которых:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \Psi_{\max} &= \mu_{с} \omega_{ср}^2 \cdot (1+\delta) / (2 \cdot \mu_{\Delta T}) = \\ &= 0,0042 \cdot 20^2 \cdot (1+0,1) / (2 \cdot 0,76) = 1,216; \quad \Psi_{\max} = 50,6 \text{град}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \Psi_{\min} &= \mu_{с} \omega_{ср}^2 \cdot (1-\delta) / (2 \cdot \mu_{\Delta T}) = \\ &= 0,0042 \cdot 20^2 \cdot (1-0,1) / (2 \cdot 0,76) = 0,995; \quad \Psi_{\min} = 44,8 \text{град}. \end{aligned}$$

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		25

Касательные отсекают на оси ΔT отрезок $\langle kl \rangle = 43$ мм.

Момент инерции маховика

$$J_M = \langle kl \rangle \cdot \mu_{\Delta T} / (\omega_{\text{ср}}^2 \cdot \delta) = 43 \cdot 0,76 / (20^2 \cdot 0,1) = 0,82 \text{ кгм}^2.$$

Повторяем итерационный расчет угловых скоростей кривошипа численным способом с учетом момента инерции маховика по уравнению:

$$\omega_{i-1}^{(M)} = \sqrt{[(2 \Delta T_i + (J_M + J_{\text{пз}}) \omega_{i-1}^{(M)2}) / (J_M + J_{\text{пз}})]}, \quad i = 1..12.$$

Полученные значения угловой скорости заносим в таблицу 2.2. Строим график $\omega^{(M)} - \varphi$. Определяем коэффициент неравномерности движения с маховиком

$$\delta^{(M)} = (\omega_{\text{макс}}^{(M)} - \omega_{\text{мин}}^{(M)}) / \omega_{\text{ср}} = (21,18 - 19,15) / 20 = 0,101 \approx 0,1.$$

2.2. Динамический анализ механизма с учетом статической характеристики двигателя

2.2.1. Статическая характеристика двигателя

Часто в приводе механизма используется электродвигатель, у которого движущий момент связан с угловой скоростью приблизительно линейной зависимостью (статическая характеристика):

$$M_{\text{дв}} = a - b\omega.$$

Пусть двигатель имеет максимальное число оборотов в минуту (без нагрузки) $n_{\text{мах}} = 3000$ и номинальное число оборотов в минуту $n_{\text{ном}} = 2800$. Этим величинам соответствуют угловые скорости кривошипа $\omega_{\text{мах}}$ и $\omega_{\text{ном}}$. Примем $\omega_{\text{ном}} = \omega_{\text{ср}} = 20 \text{ с}^{-1}$; $\omega_{\text{мах}} = \omega_{\text{ном}} \cdot n_{\text{мах}} / n_{\text{ном}} = 20 \cdot 3000 / 2800 = 21,43 \text{ с}^{-1}$. Отсюда коэффициенты статической характеристики

$$b = M_{\text{дв}} / (\omega_{\text{мах}} - \omega_{\text{ср}}) = 10,4 / (21,43 - 20) = 7,27 \text{ Нмс};$$

$$a = b \cdot \omega_{\text{мах}} = 7,27 \cdot 21,43 = 155,8 \text{ Нм}.$$

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		26

2.2.2. Расчет угловых скоростей кривошипа (без маховика) с учетом статической характеристики двигателя

Расчет угловых скоростей выполним численным способом. Для этого используем уравнение кинетической энергии механизма в рекуррентной форме:

$$J_{\Pi_{i+1}} \omega_{i+1}^{(c)2} / 2 - J_{\Pi_i} \omega_i^{(c)2} / 2 = \\ (M_{дв_{i+1}} + M_{дв_i}) \Delta\phi / 2 - (M_{с_{i+1}} + M_{с_i}) \Delta\phi / 2, \quad i=0..11,$$

или

$$J_{\Pi_{i+1}} \omega_{i+1}^{(c)2} - J_{\Pi_i} \omega_i^{(c)2} = \\ (2a - b\omega_{i+1}^{(c)} - b\omega_i^{(c)} - M_{с_{i+1}} - M_{с_i}) \Delta\phi,$$

где $\Delta\phi = 2\pi/12$ – приращение угла поворота кривошипа.

Отсюда

$$\omega_{i+1}^{(c)} = [-B + \sqrt{B^2 - 4A_i C_i}] / (2A_i), \quad i = 0..11,$$

где $A_i = J_{\Pi_{i+1}}$; $B = b \cdot \Delta\phi$; $C_i = -(2a - b\omega_i^{(c)} - M_{с_{i+1}} - M_{с_i}) \Delta\phi - J_{\Pi_i} \omega_i^{(c)2}$,

Начальную величину угловой скорости $\omega^{(c)}$, подбираем итерационным циклическим расчетом из условия равенства угловых скоростей в начале и в конце цикла $\omega_{12}^{(c)} \approx \omega_0^{(c)}$. Полученные после второго цикла значения угловой скорости заносим в таблицу 2.2. Строим график $\omega^{(c)} - \phi$. Определяем коэффициент неравномерности движения

$$\delta^{(c)} = (\omega_{\max}^{(c)} - \omega_{\min}^{(c)}) / \omega_{\text{ср}}^{(c)} = (26,12 - 18,35) / 20 = 0,39.$$

Отметим, что $\delta^{(c)} < \delta$.

2.2.3. Расчет угловых скоростей кривошипа (с маховиком) с учетом статической характеристики двигателя

Ввиду быстрой сходимости итерационного расчета угловой скорости при статической характеристике двигателя, выполним подбор маховика с помощью Excel /

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		27

подбор параметра, используя вновь уравнение кинетической энергии механизма в рекуррентной форме:

$$(J_M + J_{П_{i+1}}) \omega_{i+1}^{(см)} - (J_M + J_{П_i}) \omega_i^{(см)} = (2a - b\omega_{i+1}^{(см)} - b\omega_i^{(см)} - Mc_{i+1} - Mc_i) \Delta\varphi, \quad i=0..11.$$

Отсюда

$$\omega_{i+1}^{(см)} = [-B + \sqrt{(B^2 - 4A'_i C'_i)}] / (2A'_i), \quad i = 0..11,$$

где $A'_i = J_M + J_{П_{i+1}};$

$$C'_i = -(2a - b\omega_i^{(см)} - Mc_{i+1} - Mc_i) \Delta\varphi - (J_M + J_{П_i}) \omega_i^{(см)},$$

За начальное значение момента инерции маховика можно принять момент инерции при «мягком» двигателе.

Полученные значения угловой скорости заносим в таблицу 2.2. Строим график $\omega^{(см)} - \varphi$. Определяем коэффициент неравномерности движения

$$\delta^{(см)} = (\omega_{макс}^{(см)} - \omega_{мин}^{(см)}) / \omega_{ср}^{(см)} = (21,37 - 19,38) / 20 = 0,099 \approx 0,1.$$

2.2.4. Расчет величин движущего момента с учетом статической характеристики двигателя

Определяем значения движущего момента для статической характеристики двигателя по формуле

$$M_d = a - b\omega = 155,8 - 7,27\omega.$$

Из таблицы 2.2 берем значения $\omega^{(н)}$ и $\omega^{(см)}$ угловой скорости и получаем, соответственно, значения $M_d^{(н)}$ и $M_d^{(см)}$ без маховика и с маховиком. Результаты сводим в таблицу 2.2. Строим графики движущего момента для статической характеристики двигателя.

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		28

3. СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ С ВЫСШИМИ ПАРАМИ

3.1. Синтез кулачкового механизма

Данный кулачковый механизм является плоским кулачковым механизмом с дисковым кулачком и коромысловым толкателем. Для уменьшения трения в высшей кинематической паре кулачок-толкатель на конце толкателя укрепляется ролик.

Механизм служит для преобразования вращательного движения кулачка в возвратно-вращательное движение толкателя в соответствии с требуемым законом движения.

Задача синтеза механизма состоит в определении его основных размеров и построении профиля кулачка. При этом минимальный радиус теоретического профиля кулачка R_0 подбирается из условия ограничения угла давления в высшей паре (условие незаклинивания)

$$\nu < \nu_{\text{доп}} ,$$

где ν , $\nu_{\text{доп}}$ – соответственно текущий и допускаемый углы давления.

При подборе радиуса ролика $R_{\text{рол}}$ следует учесть условия соседства звеньев и незаострения профиля кулачка

$$R_{\text{рол}} < 0,33 \cdot R_0 ;$$

$$R_{\text{рол}} < 0,8 \cdot R_{\text{крив}} ,$$

где $R_{\text{крив}}$ – минимальный радиус кривизны теоретического профиля.

3.1.1. Кинематические диаграммы

В произвольном масштабе строим диаграмму аналога ускорения толкателя, соответствующую заданному закону движения. Амплитуды графиков на интервалах подъема и опускания обратно-пропорциональны квадратам величин

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		29

соответствующих интервалов движения.

Методом графического интегрирования получаем диаграмму аналога скорости Ψ' - ϕ , а затем - диаграмму перемещения толкателя Ψ - ϕ .

Определяем масштабные коэффициенты диаграмм:

$\mu_{\Psi} = \Psi_{\text{и}} / \langle \Psi_{\text{и}} \rangle = 37 / 35,2 = 1,05 \text{ град./мм} = 0,0183 \text{ рад/мм};$

$\mu_{\Psi'} = \mu_{\Psi} / \langle \phi' \rangle / \mu_{\phi} = 0,0183 / 20 / 0,035 = 0,0263 \text{ 1/мм};$

$\mu_{\Psi''} = \mu_{\Psi'} / \langle \phi'' \rangle / \mu_{\phi} = 0,0263 / 22 / 0,035 = 0,0342 \text{ 1/мм}.$

Из диаграмм находим значения кинематических величин и заносим их в табл. 3.1.

Таблица 3.1

ϕ	Ψ	Ψ'	Ψ''	v
0,0	0,00	0,00	0,00	-22,9
13,1	0,4	0,09	0,77	-12,4
26,3	3,1	0,35	1,54	19,4
39,4	9,6	0,62	0,77	38,3
52,5	18,5	0,70	0,00	41,4
65,6	27,4	0,62	-0,77	38,7
78,8	33,9	0,35	-1,54	30,5
91,9	36,6	0,09	-0,77	20,5
105,0	37,0	0,00	0,00	16,6
135,0	37,0	0,00	0,00	16,6
149,4	36,6	-0,08	-0,64	12,3
163,8	33,9	-0,32	-1,28	-3,0
178,1	27,4	-0,56	-0,64	-23,3
192,5	18,5	-0,64	0,00	-37,7
206,9	9,6	-0,56	0,64	-45,4
221,3	3,1	-0,32	1,28	-43,0
235,6	0,4	-0,08	0,64	-30,1
250,0	0,0	0,00	0,00	-22,9

3.1.2. Определение основных размеров

Минимальный радиус теоретического профиля кулачка удобно выбирать, используя диаграмму $S - S''$,

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		30

где $S = L \cdot \Psi$; $S' = L \cdot \Psi'$ (L - длина коромысла).

Если к этой диаграмме провести лучи под допускаемым углом передачи $\gamma = 90^\circ - \nu$, то во внутренней области пересечения этих лучей должен находиться центр вращения кулачка. При этом обеспечивается условие ограничения угла давления.

Используя данные таблицы 3.1 строим криволинейную диаграмму $S - S'$ в масштабе $\mu_s = \mu_{s'} = 1,00$ мм/мм. Выбираем центр вращения кулачка O ближе к вершине допускаемой области. При этом $R_o = 50$ мм, межосевое расстояние $L_o = 128$ мм.

Соединяем центр кулачка с точками диаграммы и замеряем углы передачи γ_i ; вычисляем углы давления $\nu_i = 90^\circ - \gamma_i$. Результаты вычислений заносим в таблицу 3.1. Строим график $\nu - \phi$.

3.1.3. Профилирование кулачка

Вначале строим теоретический профиль кулачка способом обращения движения. Согласно этому способу перемещаем толкатель в направлении, противоположном направлению вращения кулачка, и отмечаем положения конца толкателя. Отмеченные точки соединяем лекальной кривой - получаем теоретический профиль кулачка.

Принимаем радиус ролика $R_{рол} = 15$ мм.

Практический профиль кулачка строим как кривую, отстоящую от теоретического профиля на величину радиуса ролика. Заострения профиля не наблюдается. В положениях 4 и 12 на профиле кулачка строим углы давления. Величины этих углов хорошо совпадают с табличными.

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		31

3.2. Зубчатое эвольвентное зацепление

3.2.1. Параметры колес и зацепления

Принимаем коэффициенты смещения:

для колеса 1 $x_1 = 0,5$; для колеса 2 $x_2 = 0,5$.

Инволюта угла зацепления

$$\text{inv } \alpha_x = \text{inv } \alpha + 2[(x_1 + x_2)/(Z_1 + Z_2)] \text{tg } \alpha = \\ 0,0149 + 2[(0,5 + 0,5)/(11 + 25)]0,364 = 0,0351.$$

Отсюда угол зацепления $\alpha_x = 26,28^\circ$.

Межосевое расстояние

$$a_w = 0,5m(Z_1 + Z_2) \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_x = \\ 0,5 \cdot 5(11 + 25) \cdot 0,9397 / 0,897 = 94,32 \text{ мм.}$$

Радиусы делительных окружностей

$$r_1 = mZ_1/2 = 5 \cdot 11/2 = 27,5 \text{ мм;}$$

$$r_2 = mZ_2/2 = 5 \cdot 25/2 = 62,5 \text{ мм.}$$

Радиусы основных окружностей

$$r_{1o} = r_1 \cdot \cos \alpha = 27,5 \cdot 0,9397 = 25,84 \text{ мм;}$$

$$r_{2o} = r_2 \cdot \cos \alpha = 62,5 \cdot 0,9397 = 58,73 \text{ мм.}$$

Радиусы окружностей впадин

$$r_{f1} = r_1 + (x_1 - h_a^* - c^*)m = 27,5 + (0,5 - 1 - 0,25)5 = 23,75 \text{ мм;}$$

$$r_{f2} = r_2 + (x_2 - h_a^* - c^*)m = 62,5 + (0,5 - 1 - 0,25)5 = 58,75 \text{ мм.}$$

Радиусы окружностей вершин

$$r_{a1} = a_w - r_{f2} - c^* \cdot m = 94,32 - 58,75 - 0,25 \cdot 5 = 34,32 \text{ мм;}$$

$$r_{a2} = a_w - r_{f1} - c^* \cdot m = 94,32 - 23,75 - 0,25 \cdot 5 = 69,32 \text{ мм.}$$

Шаг по делительной окружности

$$p = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 5 = 15,71 \text{ мм.}$$

Толщины зубьев по делительным окружностям

$$S_1 = (0,5\pi + 2x_1 \cdot \text{tg } \alpha)m = (0,5 \cdot 3,14 + 2 \cdot 0,5 \cdot 0,364)5 = 9,67 \text{ мм;}$$

$$S_2 = (0,5\pi + 2x_2 \cdot \text{tg } \alpha)m = (0,5 \cdot 3,14 + 2 \cdot 0,5 \cdot 0,364)5 = 9,67 \text{ мм.}$$

Угловые шаги

$$\Phi_1 = 360/Z_1 = 360/11 = 32,73^\circ;$$

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		32

$$\Phi_2 = 360/Z_2 = 360/25 = 14,40^\circ.$$

Углы профиля на окружности вершин

$$\operatorname{tg}\alpha_{a1} = \operatorname{tg}(\arccos(r_{b1}/r_{a1})) = \operatorname{tg}(\arccos(25,84/34,32)) = 0,8741;$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{a2} = \operatorname{tg}(\arccos(r_{b2}/r_{a2})) = \operatorname{tg}(\arccos(58,73/69,32)) = 0,6271.$$

Коэффициент перекрытия

$$\begin{aligned} \varepsilon &= [Z_1(\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_w) + Z_2(\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_w)] / (2\pi) = \\ &= [11(0,8741 - 0,4938) + 25(0,6271 - 0,4938)] / 6,28 = 1,196. \end{aligned}$$

3.2.2. Построение картины зацепления

Задаем масштабный коэффициент построения таким, чтобы высота зубьев на чертеже была не менее 40 мм:

$$\mu_1 \leq 2,25 \cdot m / 40 = 2,25 \cdot 5 / 40 = 0,28 \text{ мм/мм.}$$

Принимаем $\mu_1 = 0,25 \text{ мм/мм.}$

Намечаем точки O_1 и O_2 на расстоянии a_w (точка O_2 может оказаться за пределами чертежа).

Проводим дуги всех окружностей колес.

Проводим лучи O_1A и O_2B под углом зацепления к межосевой линии O_1O_2 . Соединяем точки A и B . Линия AB называется линией зацепления. Пересечение линий AB и O_1O_2 дает точку P – полюс зацепления.

Строим эвольвентные части профилей зубьев колес с точкой контакта в полюсе зацепления. Для этого имитируем процесс обкатки касательных AP , BP по соответствующим основным окружностям колес.

Неэвольвентные части профилей зубьев проводим по радиальным прямым с закруглениями (галтелями) при переходах к окружностям впадин.

После выполненных построений мы имеем профили зубьев с одной стороны. Учитывая симметричную форму зубьев, зеркально отображаем полученные профили относительно линий симметрии зубьев. Для построения линий симметрии зубьев нужно по делительным окружностям отложить

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		33

половины толщин зубьев; через полученные точки и центры колес провести прямые. Эти прямые и будут линиями симметрии.

Используя угловые шаги линий симметрии зубьев колес, строим еще два зуба каждого колеса (по шаблонам).

Отмечаем практическую линию зацепления (ab) между точками пересечения окружностей вершин с теоретической линией зацепления АВ. Показываем рабочие участки профилей зубьев.

Определяем коэффициент перекрытия по данным картины зацепления $\varepsilon = \langle ab \rangle / \langle p_b \rangle = 70,5/59 = 1,195$.

3.2.3. Коэффициенты относительного скольжения

Коэффициенты относительного скольжения характеризуют влияние геометрии зубьев на износ профилей. Величины коэффициентов определяются по формулам:

$$\lambda_1 = 1 + 1/u_{12} - AB / (x \cdot u_{12});$$

$$\lambda_2 = 1 + u_{12} - AB \cdot u_{12} / (AB - x),$$

где $u_{12} = Z_2/Z_1 = 25/11 = 2,273$; АВ – длина теоретической линии зацепления (из чертежа $\langle AB \rangle = 167$ мм); х – расстояние от точки А до точки контакта.

Составляем таблицу коэффициентов относительного скольжения:

Коэффициент	$x = 0$	$x = Aa$	$x = AP$	$x = Ab$	$x = AB$
λ_1	$-\infty$	-2,23	0	0,63	1
λ_2	1	0,69	0	-1,69	$-\infty$

По данным таблицы строим графики λ_1 , λ_2 .

3.3. Расчет планетарного редуктора

3.3.1. Числа зубьев планетарной передачи

Общее передаточное отношение редуктора

$$U_{общ} = \omega_{дв} / \omega_{в} = 293,2/20 = 14,66.$$

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		34

Передаточное отношение планетарного редуктора

$$U_{311} = U_{сбм} / (Z_2/Z_1) = 14,66 / (25/11) = 6,45.$$

Так как $U_{311} = 1 + Z_5/Z_3$ и $Z_5 = Z_3 + 2Z_4$, то $U_{311} = 2 + 2Z_4/Z_3$.

Отсюда

$$Z_4/Z_3 = (U_{311} - 2) / 2 = (6,45 - 2) / 2 = 2,225 > 1.$$

Принимаем $Z_3 = 15$. Тогда

$$Z_4 = 2,225 \cdot Z_3 = 2,225 \cdot 15 = 33;$$

$$Z_5 = Z_3 + 2Z_4 = 15 + 2 \cdot 33 = 81.$$

Число сателлитов из условия сборки

$$K = (Z_3 + Z_5) / q, \quad q - \text{целое число, т.е.}$$

$$K = (15 + 81) / q = 106 / q = 1, 2, 3, 53. \text{ Принимаем } K = 3.$$

Проверяем условие соседства

$$K < 180^\circ / \arcsin[(Z_4 + 2) / (Z_3 + Z_4)] = 180^\circ / \arcsin(35/48) = 3,84.$$

Для вычерчивания схемы необходимы диаметры начальных окружностей.

Полагая, что колеса будут без смещения, вместо начальных окружностей воспользуемся делительными. Радиус делительной окружности колеса i

$$R_i = m \cdot Z_i / 2 = 5 \cdot Z_i / 2.$$

После расчетов получим

$$R_3 = 37,5 \text{ мм}; \quad R_4 = 82,5 \text{ мм}; \quad R_5 = 202,5 \text{ мм}.$$

Схему планетарного редуктора вычертим в масштабе $\mu_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм}$.

3.3.2. Картина линейных и угловых скоростей

Для построения картины линейных скоростей зададимся отрезком $\langle pb \rangle$, изображающим скорость точки В сателлита. Такую же скорость будет иметь точка В водила. Пользуясь тем, что мгновенный центр скоростей сателлита находится в точке С, графически определим отрезок $\langle pa \rangle$, изображающий скорость точки А. Таким же будет отрезок,

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ТММ.КП.02.23

Лист

35

изображающий скорость точки A_i . Соединим концы построенных скоростей с соответствующими центрами вращения, получим линии распределения скоростей всех подвижных звеньев.

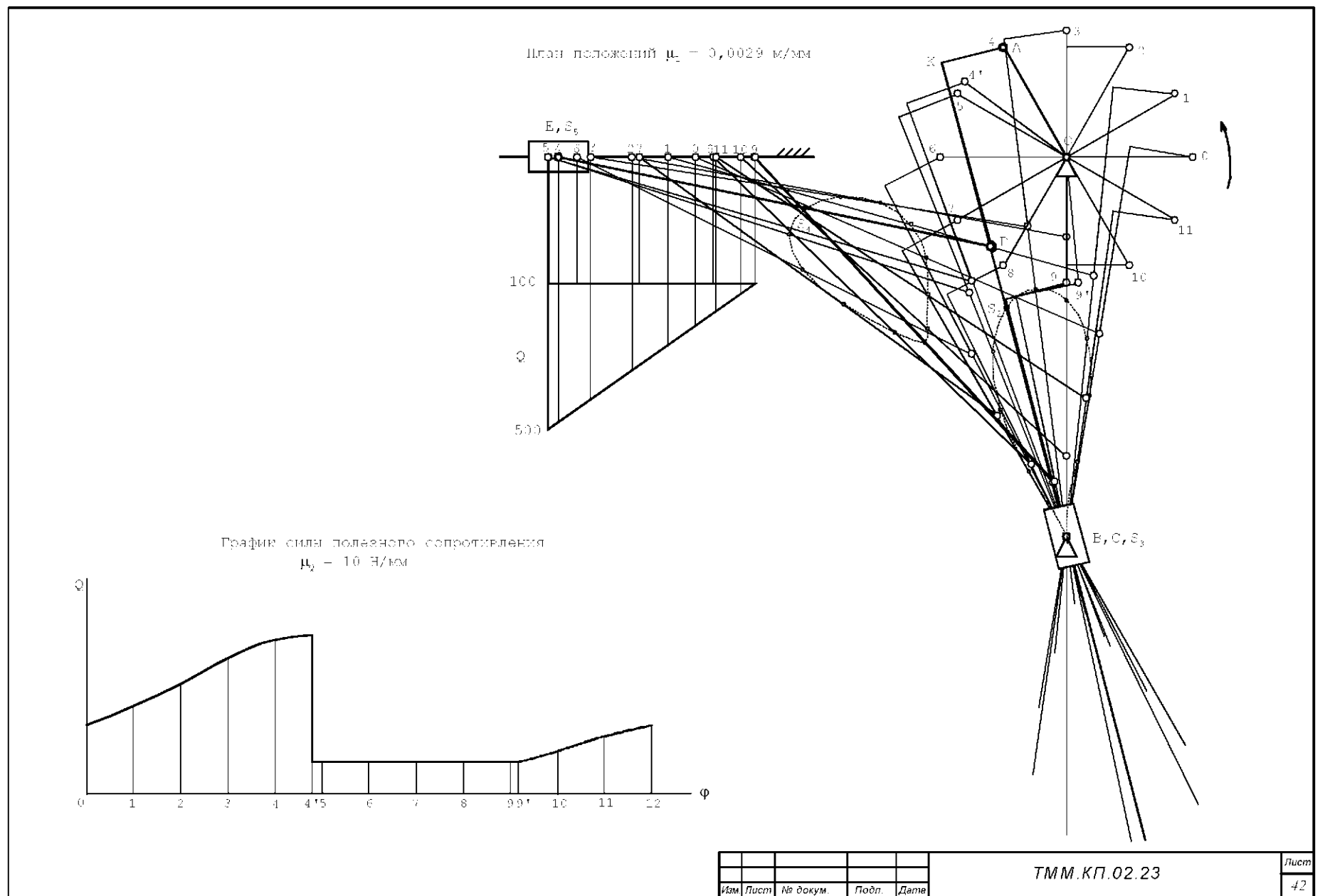
Для построения картины угловых скоростей из точки O произвольного отрезка OP проведем лучи, параллельные линиям распределения скоростей. Лучи отсекают на горизонтальной прямой отрезки $P-3$, $P-4$, $P-H$, пропорциональные угловым скоростям ω_3 , ω_4 , ω_H соответственно. По картине угловых скоростей передаточное отношение

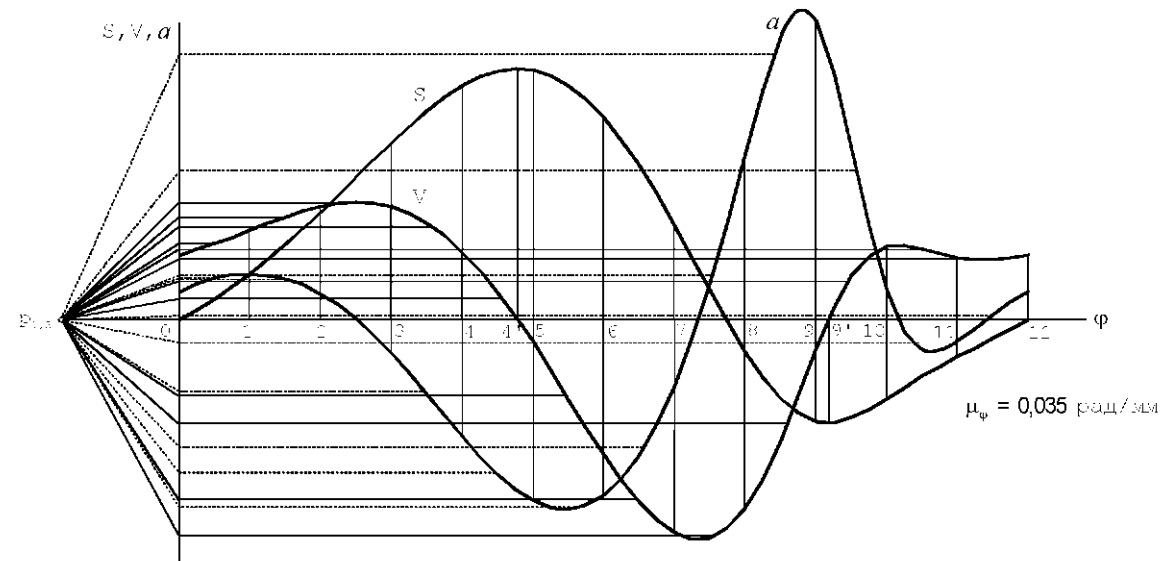
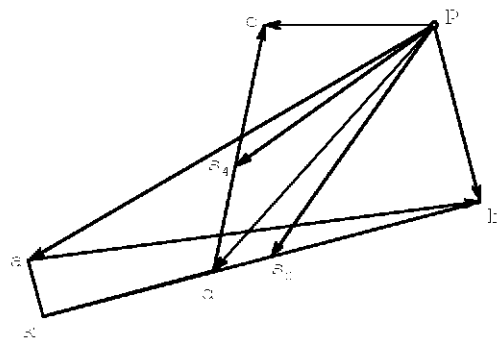
$$U_{3H} = \langle P-3 \rangle / \langle P-H \rangle = 171/27 = 6,33.$$

Список литературы

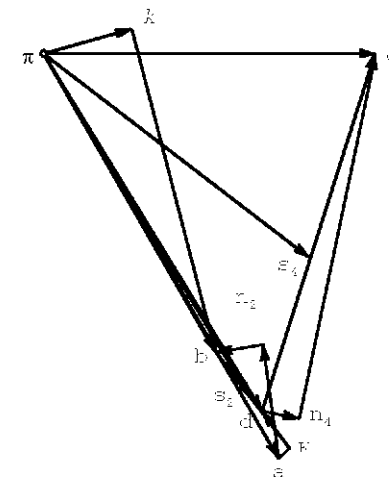
1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. -М.: Наука, 1978.
2. Теория механизмов и машин. Под ред. К.В.Фролова. -М.: Высшая школа, 1987.
3. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. -М.: Высшая школа, 1978.
4. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. -М.: Высшая школа, 1986.

					ТММ.КП.02.23	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		36



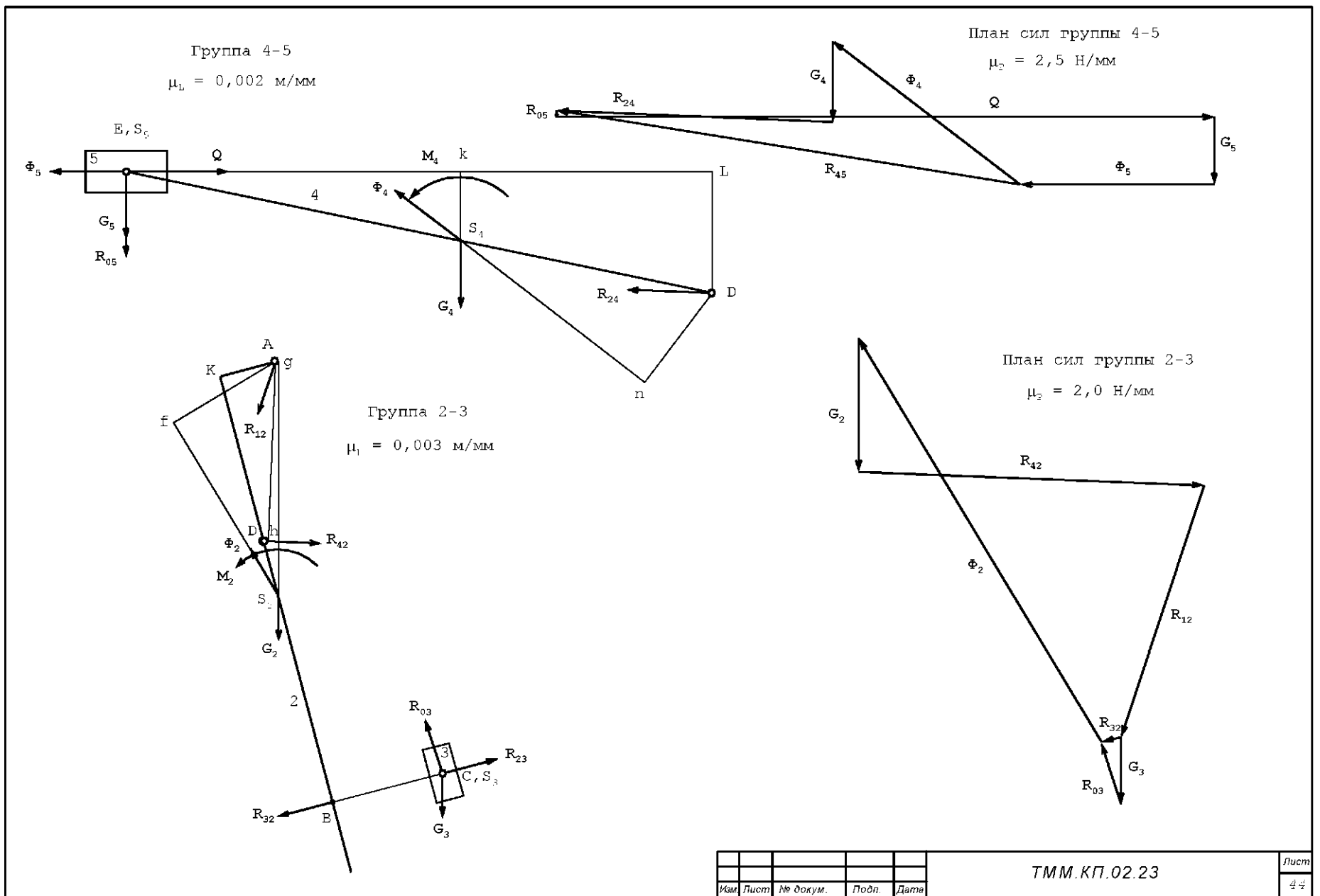
$$\mu_s = 0,00218 \text{ M/MV} \quad \mu_v = 0,050 \text{ MC}^{-1}/\text{MM} \quad \mu_a = 1,146 \text{ MC}^2/\text{MV}$$

$$\mu_V = 0,02 \text{ MC} \cdot \text{mm}$$


The diagram shows a mechanism with a horizontal slider block on the left, labeled with forces F_1, S_0 . A horizontal line with diagonal hatching indicates the ground. A lever arm is pivoted at point A and has a vertical guide at point B , labeled with forces F_2, C_1, S_1 . A connecting rod links the slider block to the lever arm at point D , with a point E_1 marked on it. The lever arm has a point K near the pivot A and a point E_2 further along. The lever arm is pivoted at point B .

$$\mu_a = 0,4 \text{ mC}^{-2} / \text{MM}$$


Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

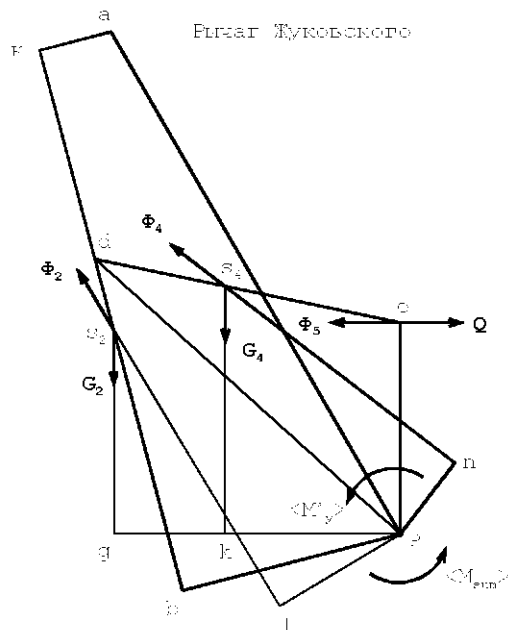
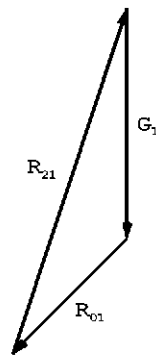
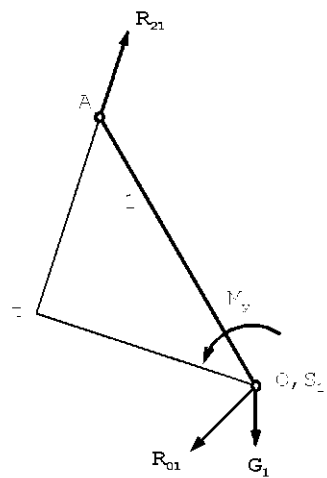
Лист
43



Ведущее звено 1 $\mu_1 = 0,0015 \text{ м/мм}$

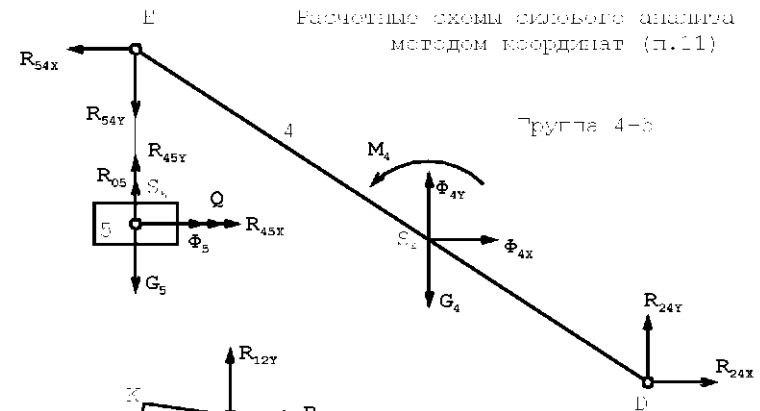
План сил звена 1

$\mu_2 = 2,0 \text{ Н/мм}$



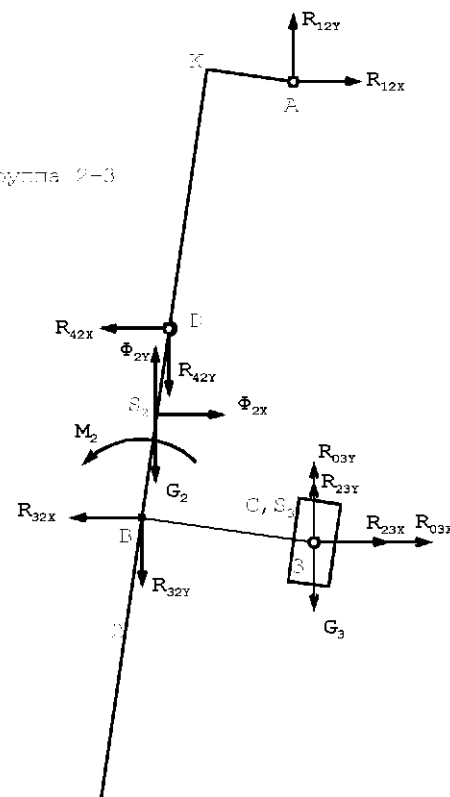
Выклад Жуковского

Расчетные схемы силового анализа методом координат (п.11)

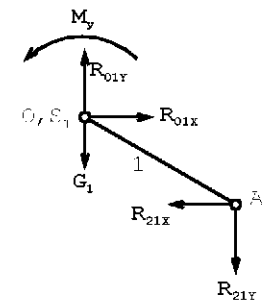


Группа 4-5

Группа 2-3



Ведущее звено 1

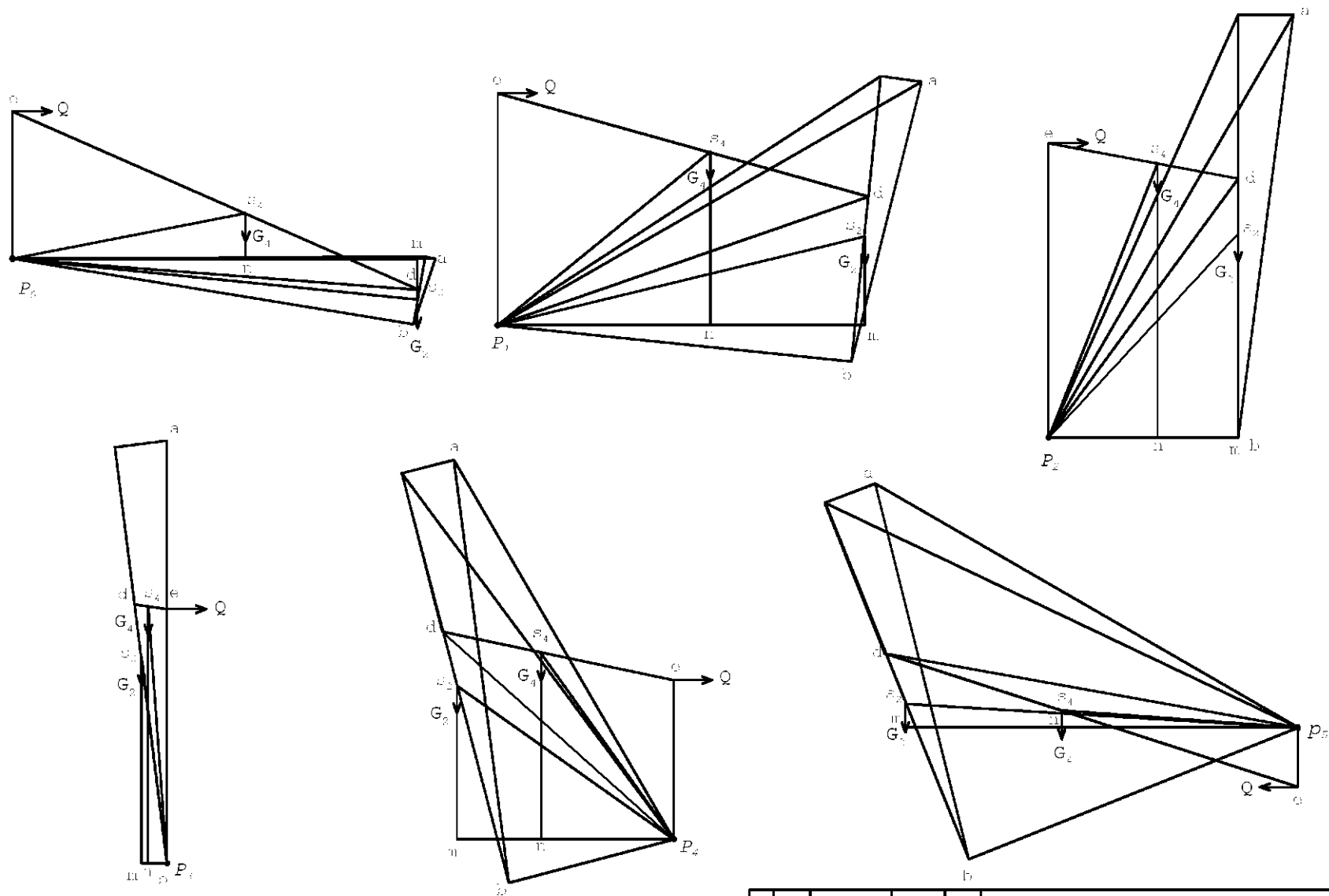


Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ТММ.КП.02.23

Лист
45

Повернутые планы скоростей (0..5)

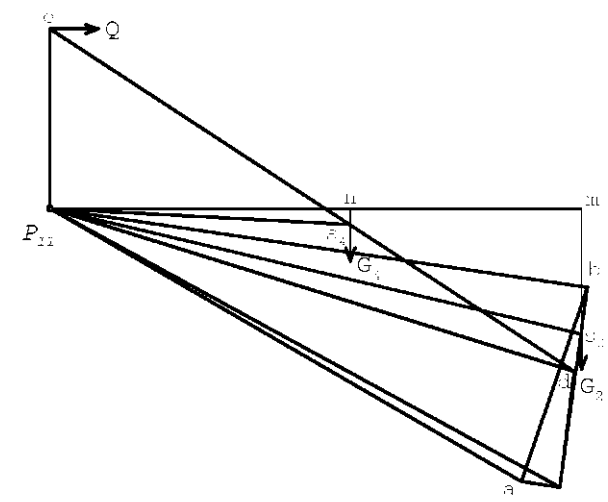
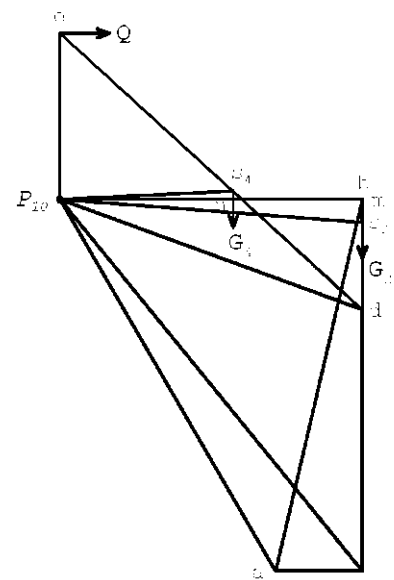
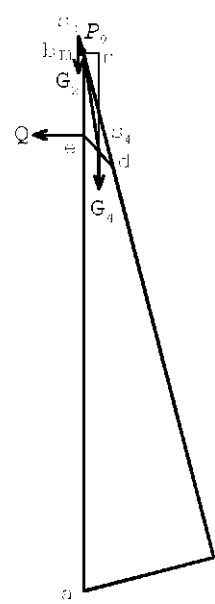
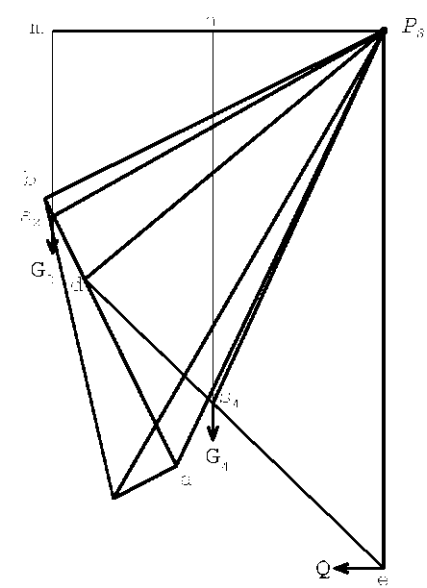
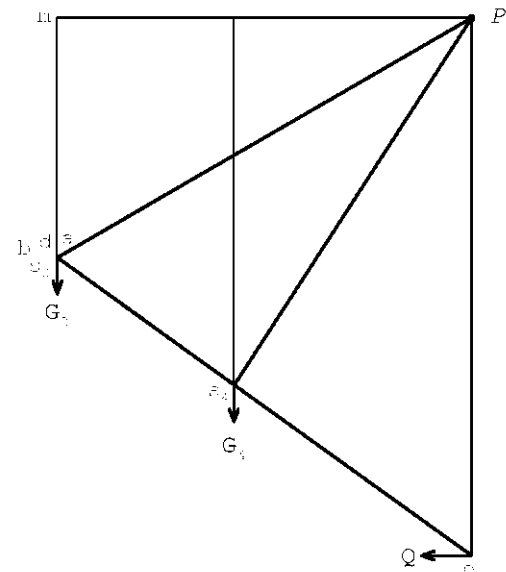
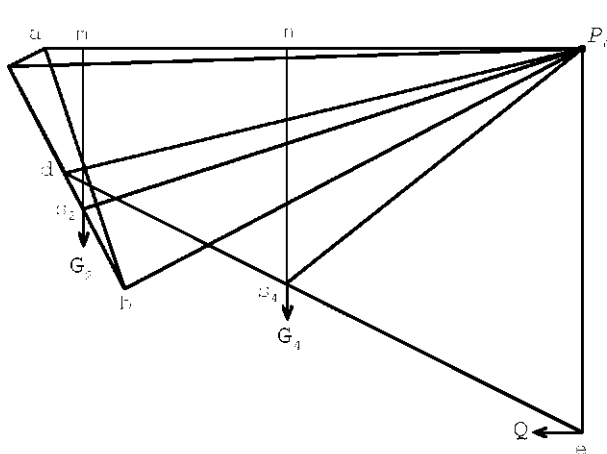


Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ТММ.КП.02.23

Лист
46

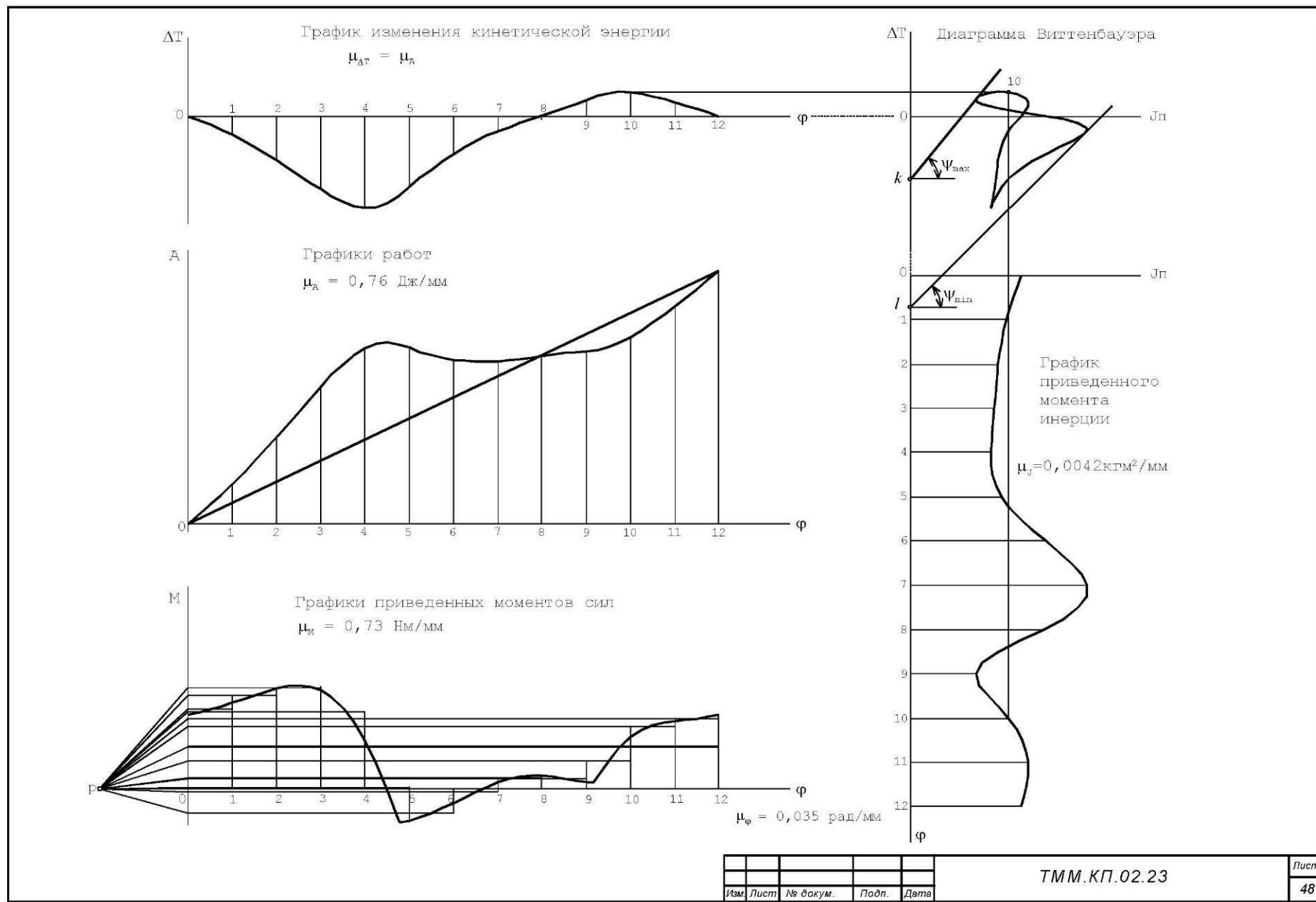
Повернутые планы скоростей (6...11)



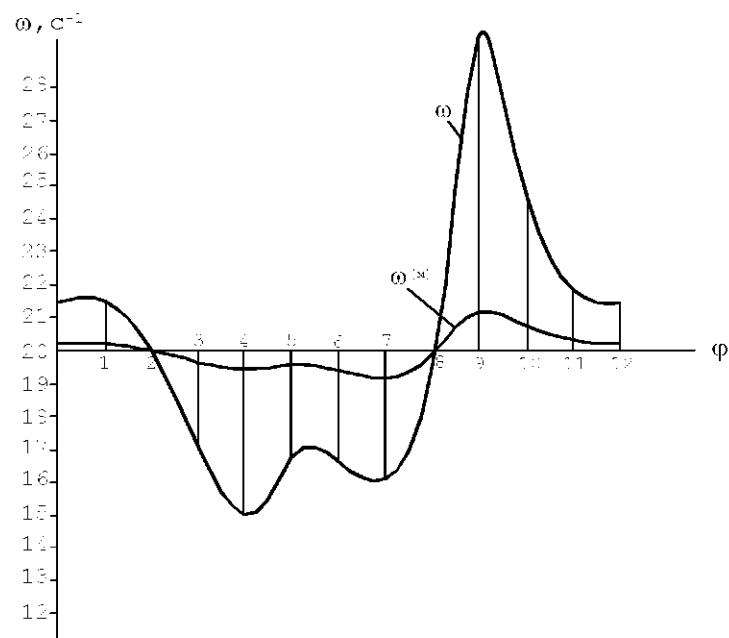
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ТММ.КП.02.23

Лист
47



Графики угловой скорости кривошипа при $M_d = \text{const}$



Графики угловой скорости кривошипа при $M_d = a - b\omega$

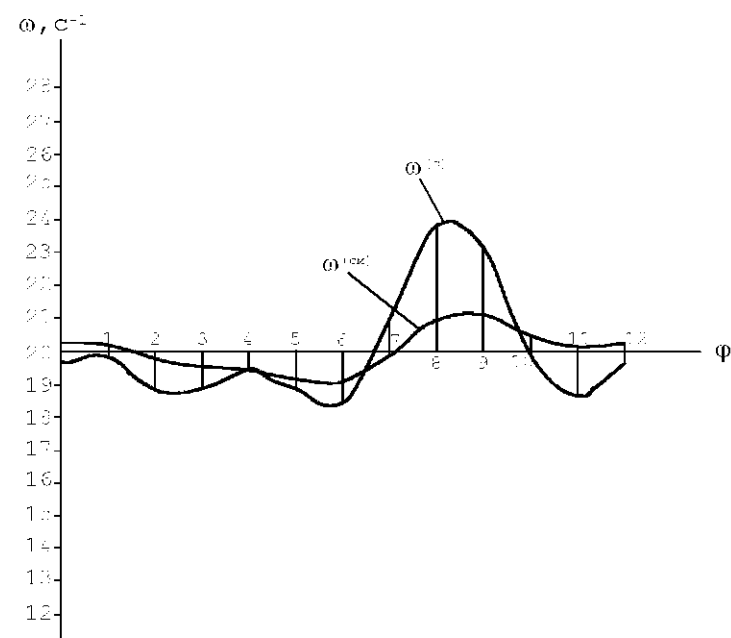


График действующего момента при $M_d = a - b\omega$ (без маховика)

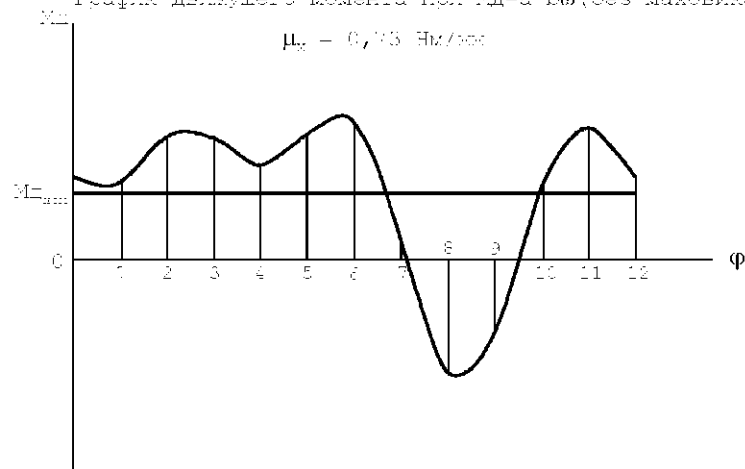
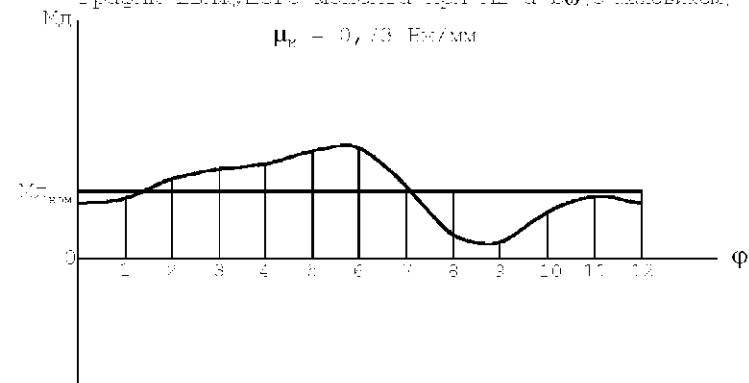


График действующего момента при $M_d = a - b\omega$ (с маховиком)

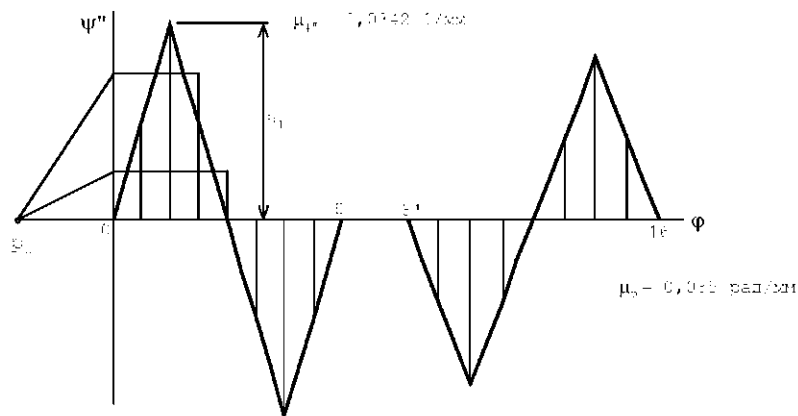


Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

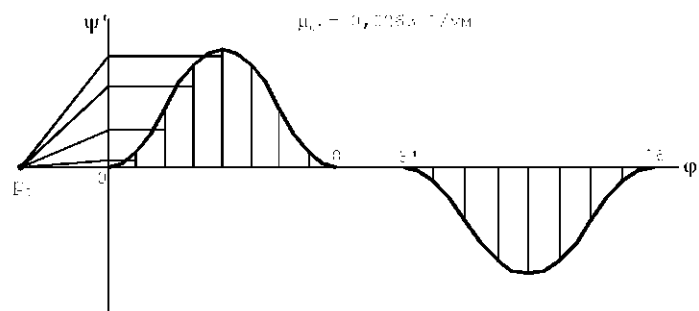
ТММ.КП.02.23

Лист
49

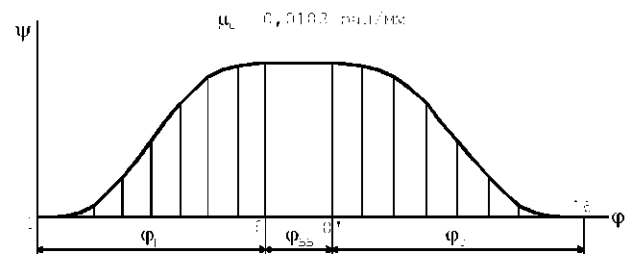
Информационно-программный комплекс

[illegible] $\mu_{10} = 0.0042 \text{ cm}^2/\text{sec}$ 

ADDON PROPERTY

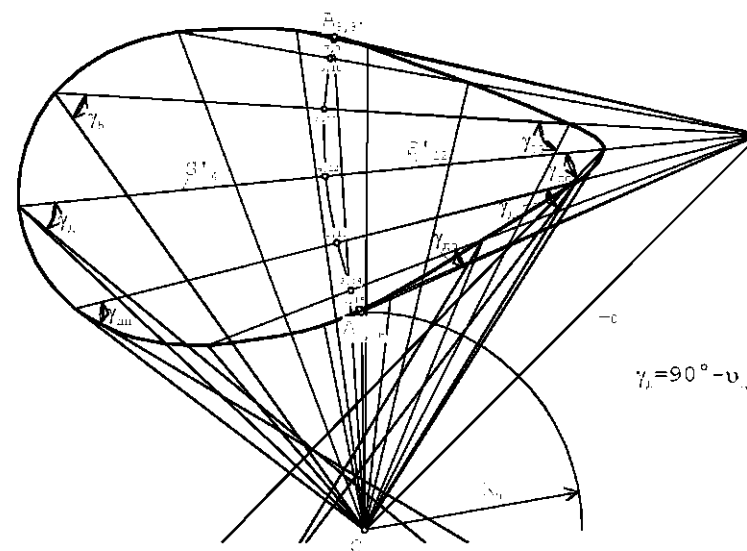
$$\mu_{1,2} = 0.7 \pm 0.5 \pm 0.1 \text{ MeV}$$


THEORY

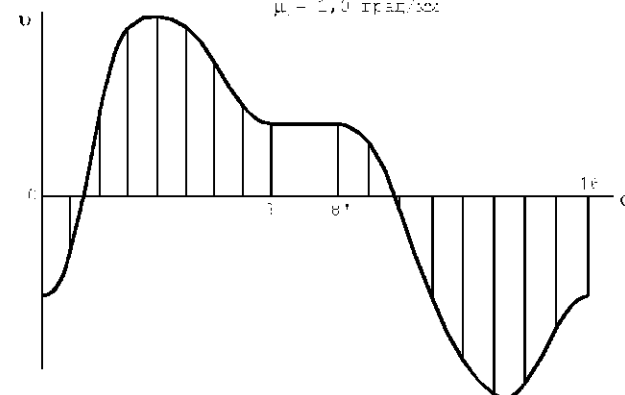
 $\mu_c = 0.0103 \text{ mol/L}$ 

С 10-11-78 по 01-01-81 0420000-50/19-80 С 0420-1150/19

U₁ 7, 9 00000000



— ПОДПИСЬ НАБЛЮДАТЕЛЯ

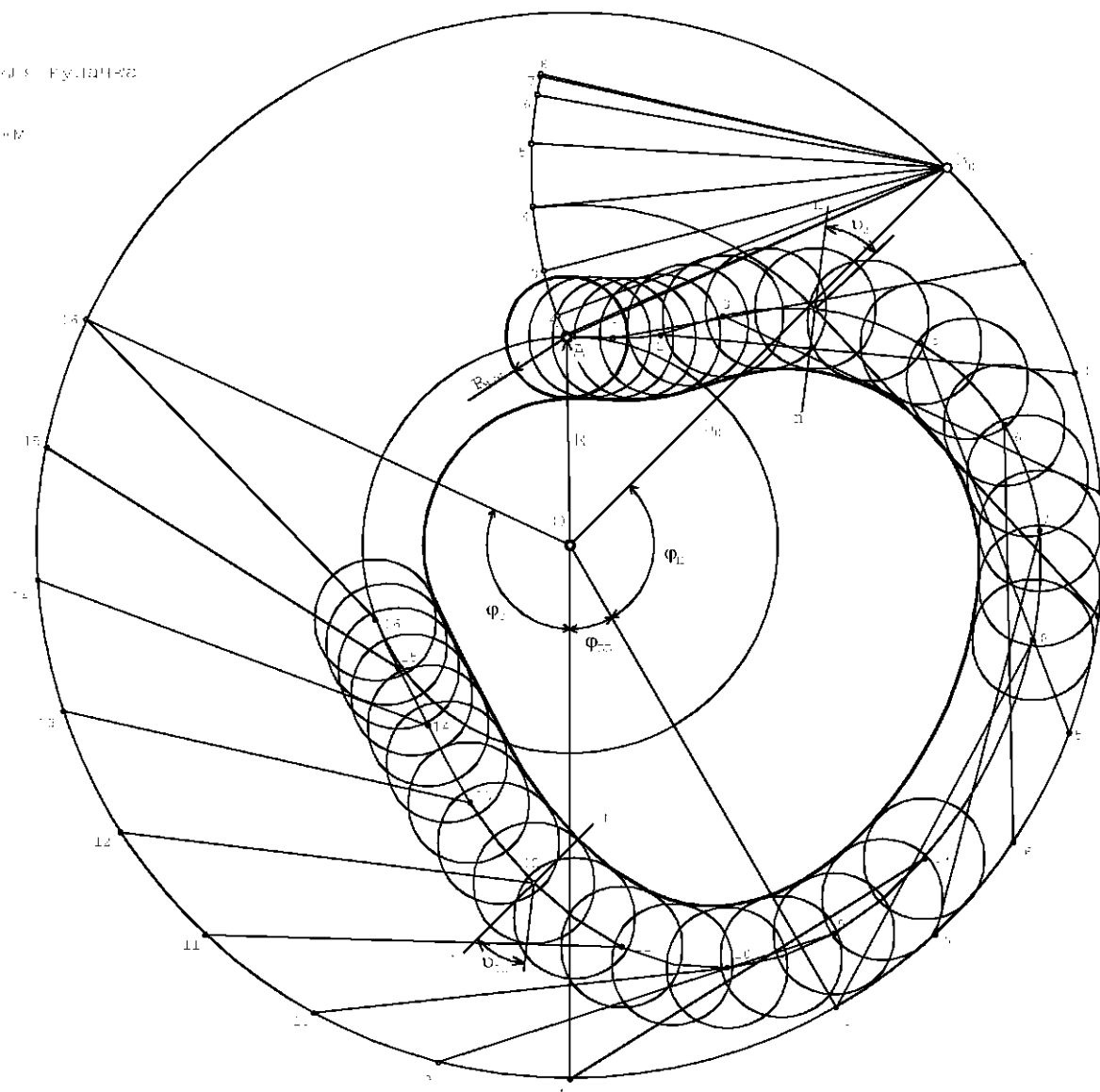
 $\mu_1 = 2,0 \text{ град/сек}$ 

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дат

TMM.KП.02.23

	Лист
--	------

50

$$\text{[Co(II) (pyridine)}_2\text{F}^-\text{]}^-\text{ } \text{[Co(III) (pyridine)}_2\text{F}^-\text{]}^0 \text{ } \text{[Co(III) (pyridine)}_2\text{F}^-\text{]}^+$$
$$\mu_1 = \pi(NN'/N)$$


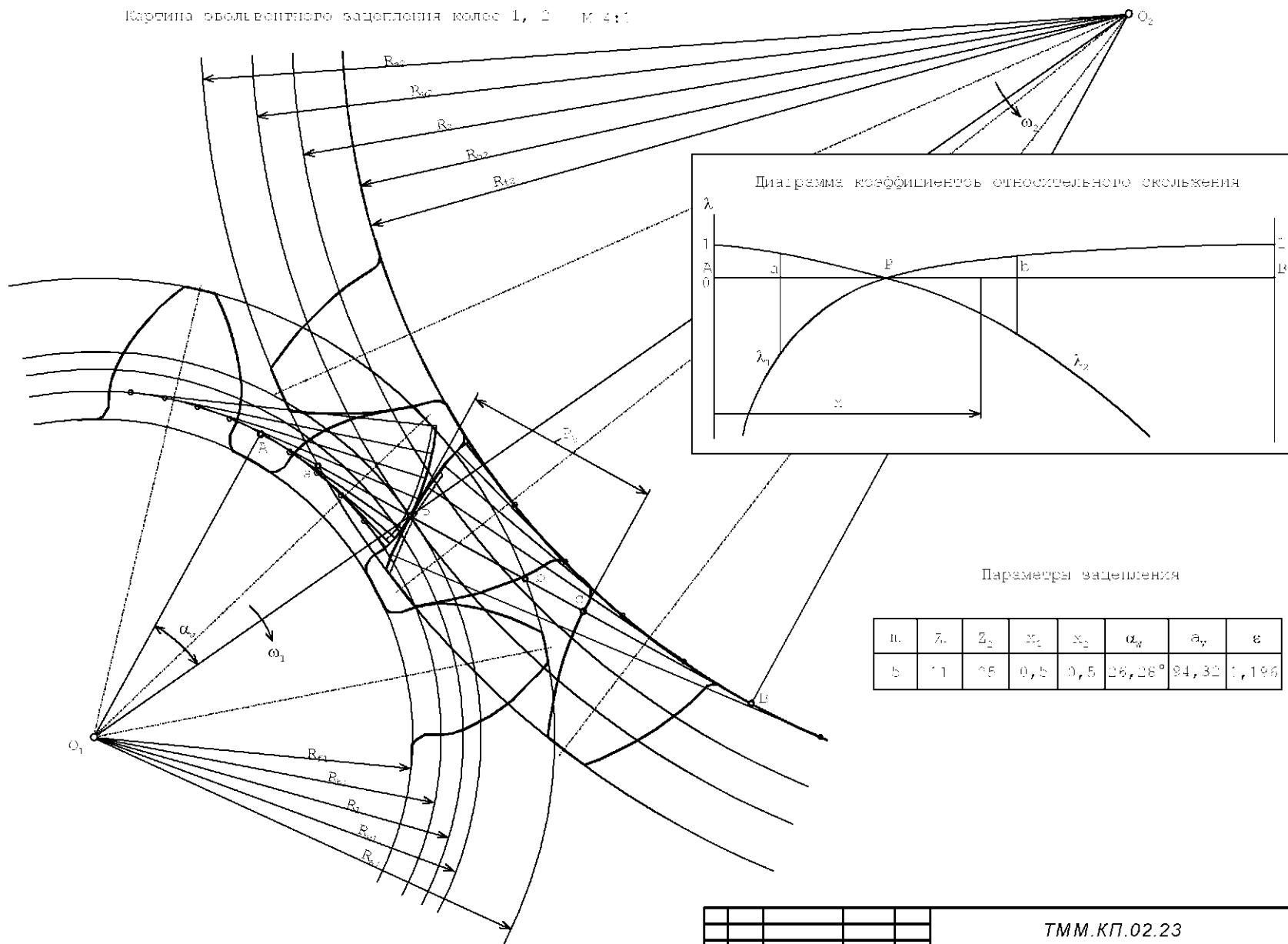
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

TMM.KP.02.23

Лист

51

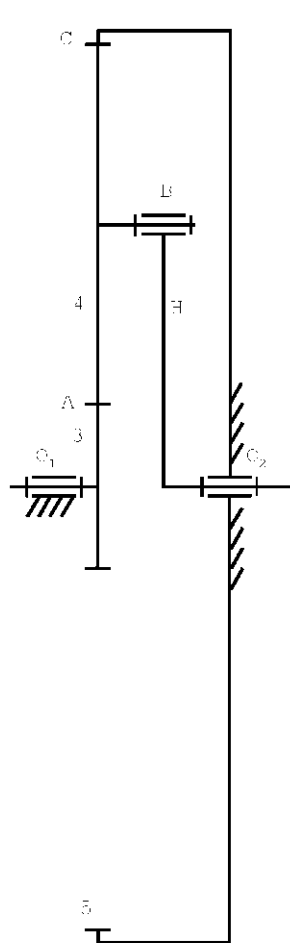
Картина обобщенного зацепления колес 1, 2 $M 4:1$



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

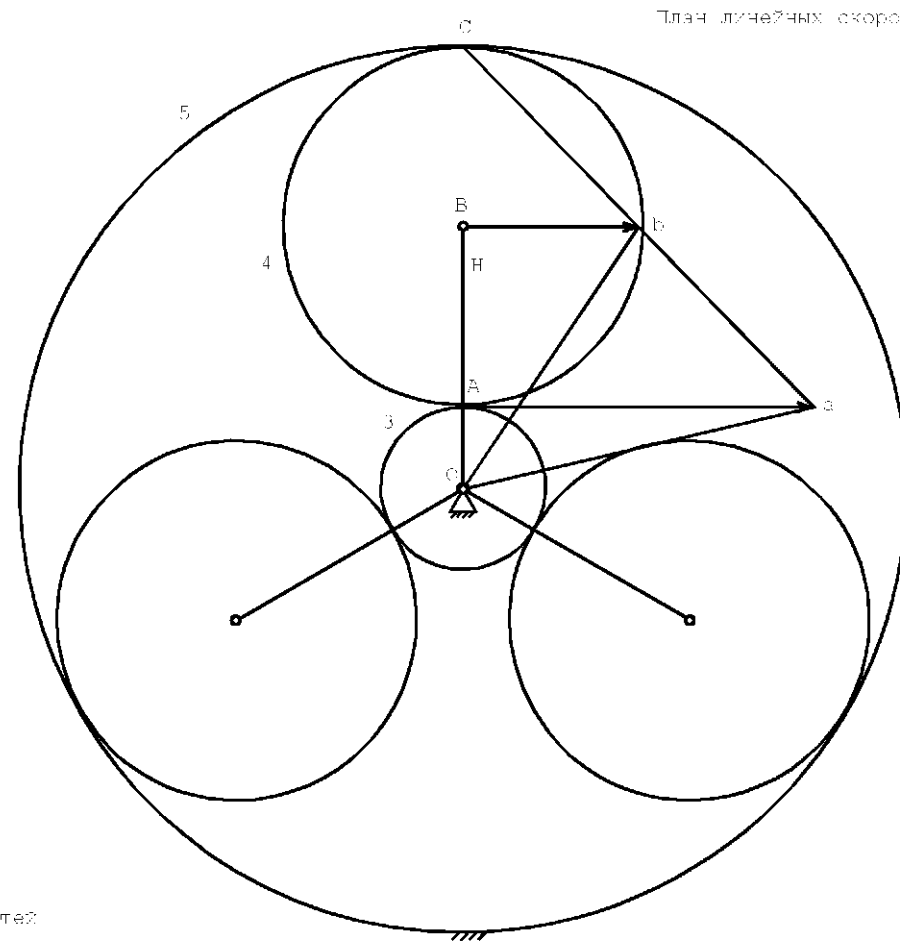
ТММ.КП.02.23

Лист
52

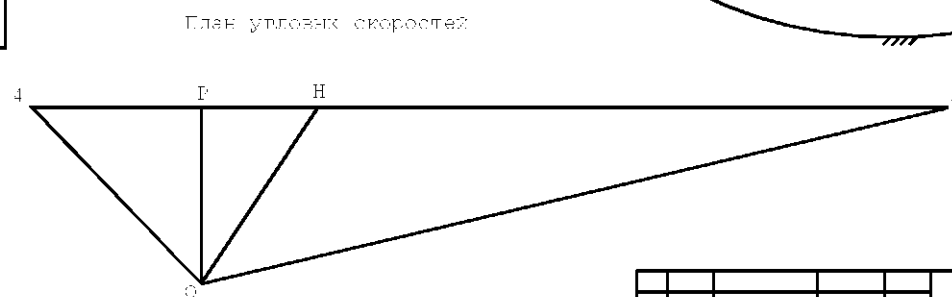


Планетарный механизм

$M 1:2$



План линейных скоростей



План угловых скоростей

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ТММ.КП.02.23

Лист
53