

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ВОЛЖСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ)
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А.В. Саразов, О.Г. Кулик

Курсовое проектирование по теории механизмов и машин

Электронное учебно-методическое пособие



Волжский
2019

УДК 531(07)
ББК 22.2я73
С 20

Рецензенты:

доктор физико-математических наук, профессор Волжского филиала национального исследовательского университета «МЭИ»
Кульков Г.И.,
канд. тех. наук, руководитель ГБОУ ВСТДЮТиЭ Кванториум Политех
Моисеев Ю.И.

Издается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Саразов, А.В.

Курсовое проектирование по теории механизмов и машин [Электронный ресурс] : учебно-методическое пособие / А.В. Саразов, О.Г. Кулик ; ВПИ (филиал) ВолгГТУ, – Электрон. текстовые дан. (1 файл: 2,59 МБ). – Волжский, 2019. – Режим доступа: <http://lib.volpi.ru>. – Загл. с титул. экрана.
ISBN 978-5-9948-3300-1

Учебно-методическое пособие содержит указания к выполнению курсового проекта (курсовой работы) по Технической механике (Теория Механизмов и Машин). Задания также могут быть использованы студентами для самоподготовки. Предназначены для студентов, обучающихся по всем направлениям бакалавриата.

Ил. 34, табл. 16, библиограф.: 7 назв.

ISBN 978-5-9948-3300-1

© Волгоградский
государственный
технический
университет, 2019
© Волжский
политехнический
институт, 2019

Содержание

Введение.....	6
1. Общие положения.....	7
1.1 Цель работы.....	7
1.2. Состав курсового проекта (работы).....	7
1.3.Требования к оформлению курсового проекта (работы).....	8
1.3.1 Оформление графических документов.....	8
1.3.2. Оформление расчетно-пояснительной записки.....	9
1.4. Выбор варианта задания для выполнения курсового проекта (работы)	12
2. Защита курсового проекта (работы).....	13
2.1. Общие положения.....	13
2.2. Вопросы к защите курсового проекта (работы).....	13
3. Анализ рычажного механизма.....	15
3.1. Структурный анализ механизма.....	15
3.2. Кинематический анализ механизма.....	18
3.2.1. Построение положений звеньев механизма.....	19
3.2.2. Определение линейных скоростей точек и угловых скоростей звеньев механизма.....	21
3.2.2.1. План скоростей двухповодковой группы с вращательными парами.....	23
3.2.2.2. План скоростей двухповодковой группы с вращательно-поступательными парами.....	24
3.2.2.3. План скоростей двухповодковой группы с поступательно-вращательными парами.....	26
3.2.3. Определение линейных ускорений точек и угловых скоростей звеньев механизма	28
3.2.3.1. План ускорений двухповодковой группы с вращательными	

парами.....	28
3.2.3.2. План ускорений двухповодковой группы с вращательно- поступательными парами.....	31
3.2.3.3. План ускорений двухповодковой группы с поступательно- вращательными парами.....	31
3.2.3.4. Графическое определение длин отрезков нормального и Кориолисова ускорений на плане ускорений.....	33
3.3. Кинетостатический анализ механизма.....	35
3.3.1. Внешние нагрузки, действующие на звенья механизма.....	36
3.3.2. Определение сил инерции звеньев плоских механизмов	37
3.3.3. Последовательность силового анализа механизмов по способу планов сил	39
3.3.4. Проверка правильности кинетостатического исследования с помощью рычага Жуковского.....	40
3.3.5. Пример кинетостатического анализа механизма.....	42
3.3.5.1. Силы, действующие на звенья механизма.....	42
3.3.5.2. Определение давлений в кинематических парах.....	43
3.3.5.2.1. Силовой расчет группы Ассура с вращательно- поступательными кинематическими парами.....	43
3.3.5.2.2. Силовой расчет группы Ассура с вращательными кинематиче- скими парами.....	45
3.3.5.2.3. Силовой расчет ведущего звена.....	47
3.3.5.2.4. Определение уравнивающей силы с помощью рычага Н.Е. Жуковского.....	48
3.3.5.2.5. Определение уравнивающего момента.....	49
4. Синтез привода.....	50
4.1. Синтез эвольвентной зубчатой передачи.....	50
4.1.1. Построение эвольвентной зубчатой передачи.....	50
4.1.2. Построение диаграмм относительного скольжения.....	52

4.2. Синтез планетарной передачи.....	53
4.2.1.Подбор чисел зубьев соосных планетарных цилиндрических зубчатых передач.....	55
4.2.2.Пример подбора чисел зубьев для одноступенчатого редуктора типа AI.....	56
4.2.3. Кинематическое исследование планетарного редуктора.....	59
5.Синтез кулачкового механизма.....	60
5.1. Графическое интегрирование функции аналога ускорения.....	60
5.2. Определение минимального радиуса кулачка.....	61
5.3. Построение профиля кулачка.....	62
6. Варианты заданий для выполнения курсового проекта (работы).....	63
7. Список использованной литературы.....	114
Приложения.....	115

Введение

Задание на курсовое проектирование выдается студентам на первом практическом занятии по дисциплинам ТММ или Технической механике (ТММ) и включает в себя номер задания и номер варианта, ряд числовых значений различных параметров механизмов и буквенное обозначение диаграммы аналога ускорения выходного звена кулачкового механизма.

Объем и содержание курсового проекта (работы) устанавливается рабочей программой по направлению бакалавриата.

Курсовой проект (работа) состоит из пояснительной записки и графической части (3(4) листа формата А1).

Основные задачи, решаемые при проектировании: кинематическое исследование механизма, кинетостатический расчет механизма, синтез одноступенчатой эвольвентной зубчатой передачи, синтез планетарной передачи, синтез кулачкового механизма.

Выполняемый курсовой проект (работа) проверяется преподавателем кафедры, после чего проводится его защита. На защите студент должен показать знания теории и общих методов анализа и синтеза механизмов.

1. Общие положения

1.1 Цель работы

Целью работы является закрепление теоретических знаний, полученных при прослушивании курса лекций и приобретение практических навыков при расчете механизмов

В курсовом проекте (работе) решаются задачи структурного, кинематического и кинетостатического анализа рычажных механизмов, а так же синтеза прямозубой цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи, планетарного редуктора и кулачкового механизма.

1.2. Состав курсового проекта (работы)

Курсовой проект (работа) состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части, содержащей схемы и диаграммы.

Состав графической части следующий:

- 1). Кинематический и кинетостатический анализ рычажного механизма, включающий в себя план 2-12 положений механизма, планы скоростей для 2-12 положений механизма, планы ускорений для 2 положений механизма, планы сил для 2 положений механизма, рычаг Жуковского для 1-2 положений механизма.
- 2). Синтез привода, включающий в себя синтез прямозубой цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи, построение диаграмм относительного скольжения, синтез и кинематическое исследование планетарного редуктора.
- 3). Синтез кулачкового механизма, включающий в себя графическое интегрирование функции аналога ускорения, определение минимального радиуса кулачка, построение профиля кулачка методом обратного вращения.

1.3 Требования к оформлению курсового проекта (работы)

1.3.1 Оформление графических документов

Примеры выполнения графической части курсового проекта (работы) представлены в Приложении Г-3.

Графические построения выполняются на листах формата А1 карандашом, черной тушью или может быть отпечатан с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ согласно требованиям ЕСКД.

Форматы листов определяются размерами внешней рамки, выполненной тонкой линией.

На чертежах обязательно сохранять все вспомогательные построения, делать соответствующие надписи и проставлять принятые масштабы.

Начертание линий их толщина, чертежные шрифты на чертежах выбираются согласно ГОСТ 2.303, 2.304.

Основные надписи располагаются в правом нижнем углу чертежа и должны соответствовать ГОСТ 2.104.

Размеры на чертежах не должны повторяться. Размеры должны указываться в размерных числах и миллиметрах без обозначения единиц измерения. Угловые размеры указываются в градусах, минутах и секундах с указанием единиц измерения.

Планы положений механизмов, планы скоростей, ускорений механизмов, планы сил, диаграммы сил, размерность которых отлична от линейных размеров, могут выполняться в произвольных, но удобных для построения и чтения масштабах (масштабный коэффициент μ).

Изображение должно иметь наименование, при необходимости – масштаб, в случае повторения – номер позиции. Наименования помещаются над или под изображением. Под наименованием размещается масштаб и номер позиции. Номер позиции выполняется арабскими цифрами в круге основной линии чертежа диаметром 12мм.

Диаграммы выполняются в соответствии с ГОСТ 2.319-81. Оси координат, ограничивающие диаграммы, выполняются сплошными основными ли-

ниями, линии сетки и делительные штрихи – сплошной тонкой линией. На диаграммах без сетки оси координат ограничиваются стрелками.

Если началом отсчета шкал является нуль, то его следует указывать один раз у точки пересечения шкал.

Обозначения параметров на диаграммах выполняются в виде символов в конце шкалы после последнего числа. Единица измерения помещается под символом в виде дроби, например, $\frac{H_m}{mm}$. Допускаются и другие обозначения параметров в рамках ГОСТ 2.319-81.

1.3.2 Оформление расчетно-пояснительной записки

Расчетно-пояснительная записка должна быть выполнена на бумаге формата А4 или близких к нему и должна содержать:

- 1). Титульный лист и лист задания.
- 2). Содержание.
- 3). Основную часть в соответствии с заданием.
- 4). Список использованных источников.
- 5). Приложения (при необходимости).

Текстовая часть проекта оформляется в соответствии с «Общими требованиями к текстовым документам» по ГОСТ 2.107.

Текст следует оформлять, выдерживая следующие поля: слева – 30 мм, справа – 10 мм, сверху – 15 мм, снизу – 20 мм. Допускается оформление текста пояснительной записки с рамкой (ГОСТ 2.105).

Абзацы в тексте начинают отступом, равным 15-17 мм.

- Текст должен быть написан аккуратно от руки чернилами (пастой) одного цвета (высота букв не менее 2,5 мм).

- Текст может быть отпечатан на пишущей машинке лентой черного через 1,5 интервала (ГОСТ 13.1.092).

- Текст может быть отпечатан с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ (ГОСТ 2.004).

Листы записки должны иметь сквозную нумерацию. Номер страниц проставляется арабскими цифрами в правом нижнем углу без точки. На титульном листе и задании номера страницы не проставляются.

Текстовая часть записки должна ограничиваться краткими комментариями к расчету с записью расчетной формулы. Терминология должна соответствовать общепринятой в научно-технической литературе.

Названия разделов в записке соответствуют названиям разделов задания (содержания). Каждый раздел начинается с новой страницы, имеет заголовок, порядковый номер, записанный арабскими цифрами без точки с абзацного отступа. Подразделы должны иметь двухзначную нумерацию, состоящую из номера раздела и подраздела, например:

2 Кинетостатический расчет механизма

2.1 Определение сил инерции

Содержащиеся в тексте пункты или подпункты нумеруются порядковыми номерами в пределах текста.

Перечисления требований, указаний, положений обозначаются дефисом или строчными буквами со скобкой. Для дальнейшей детализации необходимо использовать арабские цифры со скобкой, пример:

а)____

б)____

1)____

2)____

в)____

Каждый пункт, подпункт и перечисления записывают с абзацного отступа.

В конце заголовка точку не ставят. Переносы слов в заголовках не допускаются. Названия подраздела, пункта и т.д. не допускается помещать на разных страницах.

Расстояние от заголовка до предыдущего и последующего текстов должно быть 15мм (3-4 интервала). Расстояние между заголовками раздела и подраздела 8 мм (2 интервала).

В тексте не допускается употреблять математические знаки без цифр, например $>$, $=$ и т.д. Разрывать предложение текста рисунками или таблицами не допускается.

Ссылка на литературные источники выделяется двумя косыми чертами, где указывается номер источника в прилагаемом списке использованной литературы.

Определение величины должно сопровождаться краткой характеристикой с записью расчетной формулы. Все уравнения и формулы записываются в общем виде, а затем в них подставляются необходимые числовые значения, при этом указывается размерность полученной величины в системе СИ. В формулах в качестве символов следует применять обозначения установленные стандартами. Значения символов, входящих в формулу должны быть приведены под формулой с указанием размерности величины, обозначенной символом. Первая строка должна начинаться со слов «где» без двоеточия.

Уравнения и формулы следует выделять из текста в отдельную строку, выше и ниже формулы должно быть оставлено не меньше свободной строки. Формулы нумеруют арабскими цифрами в пределах раздела. Номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой и помещенных в круглые скобки справа от формулы на ее уровне. Единицы физических величин не допускается писать рядом с формулами.

Формулы, следующие одна за другой и не разделенные текстом, разделяют запятой.

Ссылки на формулы в тексте дают в виде номера в круглых скобках.

Цифровой материал оформляют в виде таблиц. В левом верхнем углу пишется слово «Таблица», ставится ее номер, если таблиц несколько номер

таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой. Таблица может иметь заголовок, который следует выполнять строчными буквами (кроме первой прописной) и помещать над таблицей после номера таблицы, отделив его от номера с помощью «тире». Пример: Таблица 2.1 – Параметры зубчатого зацепления. В тексте должны быть ссылки на таблицы, например в таблице 2.1. Таблицы помещаются по тексту после ссылки на нее и на отдельную страницу не выносятся. Высота строк таблицы должна быть не менее 8мм. Примеры построения таблиц и дополнительные сведения см. ГОСТ 2.105-79.

Иллюстрации (рисунки, схемы, диаграммы) располагают непосредственно после текста, в котором они упоминаются, или на следующей странице.

Рисунки, схемы, диаграммы должны быть выполнены в соответствии с требованиями стандартов.

Иллюстрации следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией в пределах раздела. Слово «Рисунок» и наименование помещают после пояснительных данных. Пример: Рисунок 1.2 – Кинематическая схема механизма.

При ссылках на иллюстрации следует писать «в соответствии с рисунком 1.2».

1.4. Выбор варианта задания для выполнения курсового проекта (работы)

Задание для выполнения курсового проекта (работы) определяет руководитель курсового проекта (работы), оформляет в виде служебной записки, подписанной заведующим кафедрой, и передает в соответствующий деканат. Далее издается приказ по ВПИ (филиал) ВолгГТУ об утверждении тем курсовых проектов (работ). Выбор задания руководителем проекта (работы) может быть осуществлен двумя различными способами:

1. Номер задания определяется руководителем в зависимости от направления подготовки студента, номер варианта выбирается по номеру студента

в актуальном на дату получения задания списке группы, в которой обучается студент;

2. Номер задания определяется по последней цифре номера зачетной книжки студента, номер варианта определяется по предпоследней цифре номера зачетной книжки студента.

В исключительных случаях студент может получить индивидуальное задание от руководителя.

2. Защита курсового проекта (работы)

2.1 Общие положения

После завершения работы по курсовому проектированию руководитель проекта подписывает титульный лист, с указанием даты. При этом руководитель проекта, по необходимости, опрашивает студента для выяснения его готовности к защите и назначает дату защиты.

Подписанный руководителем курсовой проект (работу) студент представляет на защиту в срок, установленный кафедрой. Работы, выполненные не в срок, допускаются к защите с разрешения заведующего кафедрой. Защиту по курсовому проекту (работе) принимает кафедральная комиссия из двух преподавателей, включая руководителя проекта. На защите могут участвовать все желающие.

При защите студент должен кратко рассказать (в течение 5-8 минут) о содержании проекта (работы), назначения исследуемых механизмов, принципах их работы и особенностях расчета, а также ответить на вопросы членов комиссии и других присутствующих по теме проекта.

2.2 Вопросы к защите курсового проекта (работы)

1. План структурного анализа.
2. Формула Сомова-Малышева для определения степени подвижности механизма.
3. План кинематического исследования механизма.
4. Кинематическое исследование механизма графоаналитическим методом.

5. Построение плана скоростей.
6. Построение плана ускорений.
7. План силового исследования механизма.
8. Определение сил инерции звена, участвующего в плоскопараллельном движении.
9. Реактивные силы в кинематических парах.
10. Силовое исследование двухповодковых групп Ассура Л.В.
11. Силовой расчет кривошипа.
12. Теорема Жуковского Н.Е. о жестком рычаге.
13. Геометрические характеристики зубчатого зацепления (модуль зацепления, дуга зацепления, коэффициент перекрытия; начальная, основная и делительная окружности).
14. Диаграмма относительного скольжения.
15. Коэффициент перекрытия для внешнего эвольвентного цилиндрического зубчатого зацепления.
16. Зависимость коэффициента перекрытия от геометрических характеристик сопряженных цилиндрических зубчатых колес.
17. Делительная толщина зуба в исправленных зубчатых колесах.
18. Определение толщины зуба по дуге окружности произвольного радиуса в исправленных цилиндрических зубчатых колесах.
19. Монтажный угол зацепления в исправленных зубчатых колесах.
20. Наименьшее число зубьев зубчатого колеса с меньшими геометрическими размерами при внешнем эвольвентном зацеплении.
21. Межцентровое расстояние в исправленных зубчатых колесах.
22. Виды исправления зубьев зубчатых колес. Виды зацепления исправленных колес.
23. Рациональный выбор наименьшего коэффициента смещения инструмента
24. Подбор чисел зубьев в одноступенчатом соосном планетарном цилиндрическом зубчатом редуктор.

25. Подбор чисел зубьев в двухступенчатом соосном планетарном цилиндрическом зубчатом редукторе.
26. Передаточное соотношение соосного цилиндрического планетарного редуктора. Формула Виллиса.
27. Кинематическое исследование рядовых зубчатых передач. Планы линейных и угловых скоростей. Тэта-линии.
28. Угол давления и угол передачи движения в плоских кулачковых механизмах.
29. Порядок проектирования кулачковых механизмов.
30. Графическое интегрирование функций. Определение масштабных коэффициентов графика изменения аналоговой скорости и аналогового ускорения.
31. Задача о проектировании плоского кулачкового механизма при вращающемся кулачке и поступательно движущемся толкателе.
32. Определение минимального радиуса кривизны кулачка при колеблющемся коромысле.
33. Графоаналитическое решение задачи по проектированию плоского кулачкового механизма при вращающемся кулачке и колеблющемся коромысле.
34. Определение профиля кулачка в механизме с качающимся коромыслом методом обращенного движения.

3. Анализ рычажного механизма

3.1 Структурный анализ механизма

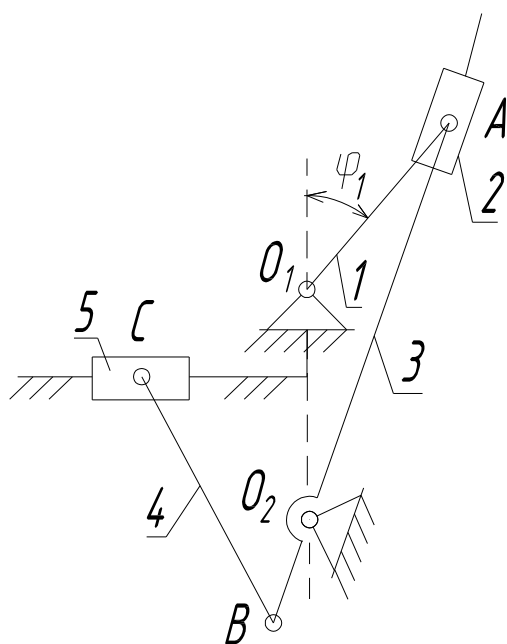
Структурный анализ механизма является первым этапом работы. Он состоит в определении числа подвижных звеньев механизма, числа кинематических пар, класса каждой пары, числа степеней подвижности и включает также разложение механизма на группы. Группы необходимо отделять так, чтобы движение оставшейся части механизма не претерпело в результате этого никаких изменений. Важно также усвоить правильную последовательность отделения групп. В дальнейшем все построения производятся в

обратном порядке, то есть в порядке присоединения групп к исходному двухзвенному механизму.

Алгоритм проведения структурного анализа.

1. Начертить кинематическую схему механизма.
2. Обозначить все подвижные звенья механизма.
3. Заглавными буквами латинского алфавита обозначить все кинематические пары и класс кинематической пары.
4. Определить степень подвижности механизма.
5. Удалить лишние степени свободы (если они есть).
6. Удалить пассивные связи (если они есть).
7. Заменить высшие кинематические пары на низшие.
8. Отсоединить от механизма группу Ассура второго класса (два звена) так, чтобы оставшийся механизм продолжал работать, а степень его подвижности (W) не менялась (оставалась прежней).
9. Если нельзя отсоединить группу Ассура второго класса, то отсоединить группу Ассура третьего класса (четыре звена) так, чтобы оставшийся механизм продолжал работать, а (W) не менялась.
10. Если нельзя отсоединить группу Ассура третьего класса, то отсоединить группу Ассура четвертого класса так, чтобы оставшийся механизм продолжал работать, а (W) механизма не менялась.
11. Класс механизма определяется по наивысшему классу группы Ассура, входящей в состав механизма.

Произведем структурный анализ механизма, изображенного на рисунке 1



1 - кривошип O_1A ; 2 - камень кулисы;
3 - кулиса AO_2B ; 4 - шатун BC ; 5 - пол-
зун C .

Число подвижных звеньев $n = 5$

Число низших кинематических пар $P_5 = 7$
(0-1; 1-2; 2-3; 3-0; 3-4; 4-5; 5-0)

Число высших кинематических пар -
 $P_4 = 0$

Рисунок 1 - Кинематическая схема механизма

Степень подвижности механизма: $W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$

Разложим механизм на структурные группы, для чего составим структурную схему механизма (Рисунок 2). Поступательные кинематические пары заменяем вращательными. Нулевое звено (стойку) изображаем неподвижной прямой 0. Ведущее звено 1 изображаем отрезком с двумя шарнирами (цифра 1 в записи кинематических пар встречается дважды). Аналогично звено 2 изображаем отрезком 2 с двумя шарнирами на концах.

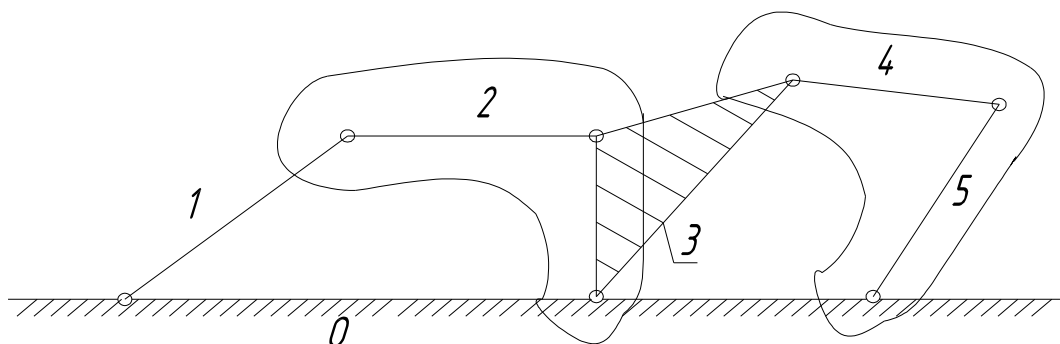


Рисунок 2 - Структурная схема

Третье звено изображаем треугольником (цифра 3 в записи кинематических пар встречается трижды); звенья 4 и 5 изображаем отрезками с двумя кинематическими парами. Звенья 1,3,5 замыкаются на нулевое звено.

Отсоединяем сначала двухповодковую группу Ассура, состоящую из звеньев 4,5. При этом оставшийся механизм продолжает работать, а степень подвижности W не меняется. Затем отсоединяем двухповодковую группу Ассура, состоящую из звеньев 2 и 3. Оставшиеся два звена 0 и 1 образуют ведущий механизм.



Рисунок 3 – Группы Ассура

Таким образом, изображаемый механизм, обладающий одной степенью подвижности, можем рассматривать как образованный путем последовательного присоединения к стойке O и ведущему звену 1 двух групп, состоящих из звеньев 2, 3 и 4, 5.

По классификации И.И. Артоболевского он относится к механизмам 2 класса, третьего семейства.

Формула строения механизма: $I(0,1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow III(4,5)$.

3.2 Кинематический анализ механизма

Кинематическое исследование проводится графически – построением совмещенных планов положений механизма, соответствующих 2 - 12 рав-

ноотстоящим положениям ведущего звена, начиная с крайнего положения, соответствующего началу рабочего хода выходного звена.

Если дана диаграмма силы полезного сопротивления в зависимости от перемещения выходного звена, вычертить диаграмму рядом с траекторией движения выходного звена.

Для 2 - 12 положений механизма строятся планы скоростей, с помощью которых определяют скорости известных точек звеньев, угловые скорости звеньев.

Для 2 положений механизма строятся планы, с помощью которых определяют линейные ускорения всех точек механизма, в том числе центров масс звеньев, а также угловые ускорения звеньев.

Кинематическое исследование механизма занимает площадь в 0,5...1 листа формата А1.

3.2.1. Построение положений звеньев механизма

План положений механизма является первым построением, выполняемым на листе. От точности данного построения будет зависеть и точность планов скоростей и ускорений. На плане положений последовательные положения механизма строятся не отдельно друг от друга, а совместно.

Выбрав масштаб длин μ_e , находим все необходимые размеры в мм. Длину любого отрезка на чертеже получим, поделив истинное значение его на масштабный коэффициент, т.е.

$$\overline{O_1A} = \frac{l_{O_1A}}{\mu_e}; \overline{O_2B} = \frac{l_{O_2B}}{\mu_e}; \overline{O_1O_2} = \frac{l_{O_1O_2}}{\mu_e}; \overline{BC} = \frac{l_{BC}}{\mu_e}$$

Имея значения отрезков $\overline{O_1A}, \overline{O_2B}, \overline{O_1O_2}, \overline{BC}$, вычерчиваем кинематическую схему механизма.

Согласно заданию ведущее звено механизма – кривошип O_1A вращается равномерно, следовательно, равным участкам пути точки А соответствуют равные промежутки времени. Поэтому, разделив траекторию движения точки А (окружность радиуса O_1A) соответственно на 8, 12, 24 и 48

равных частей, получим положения кривошипа в различные моменты времени. При этом за нулевое положение кривошипа принимается такое, при котором скорость ведомого (рабочего) звена механизма равна нулю, а ползун занимает наиболее удаленное от точки O_1 положение. Для механизма это случается тогда, когда кривошип O_2B и шатун BC располагаются на одной прямой (рис.4). Соответствующее положение точки C_0 определим, сделав из точки O_2 засечку на траектории движения ползуна C радиусом $O_2C=O_2B+BC$. Точка пересечения отрезка O_2C с траекторией движения кривошипа O_2B (окружность радиуса O_2B) дает положение точки B_0 , а точка пересечения прямой O_2C с траекторией движения точки A кривошипа O_1A дает положение точки A_0 , а следовательно, нулевое положение кривошипа O_1A . Разбивка траектории точки A должна начаться от положения O_1A_0 .

Получив все положения кривошипа, находим положения точки B и ползуна C , и соединяя получившиеся точки прямыми линиями, получим совмещенные планы положения механизма. При этом два исследуемые положения выделяются более жирными линиями для последующего более подробного анализа.

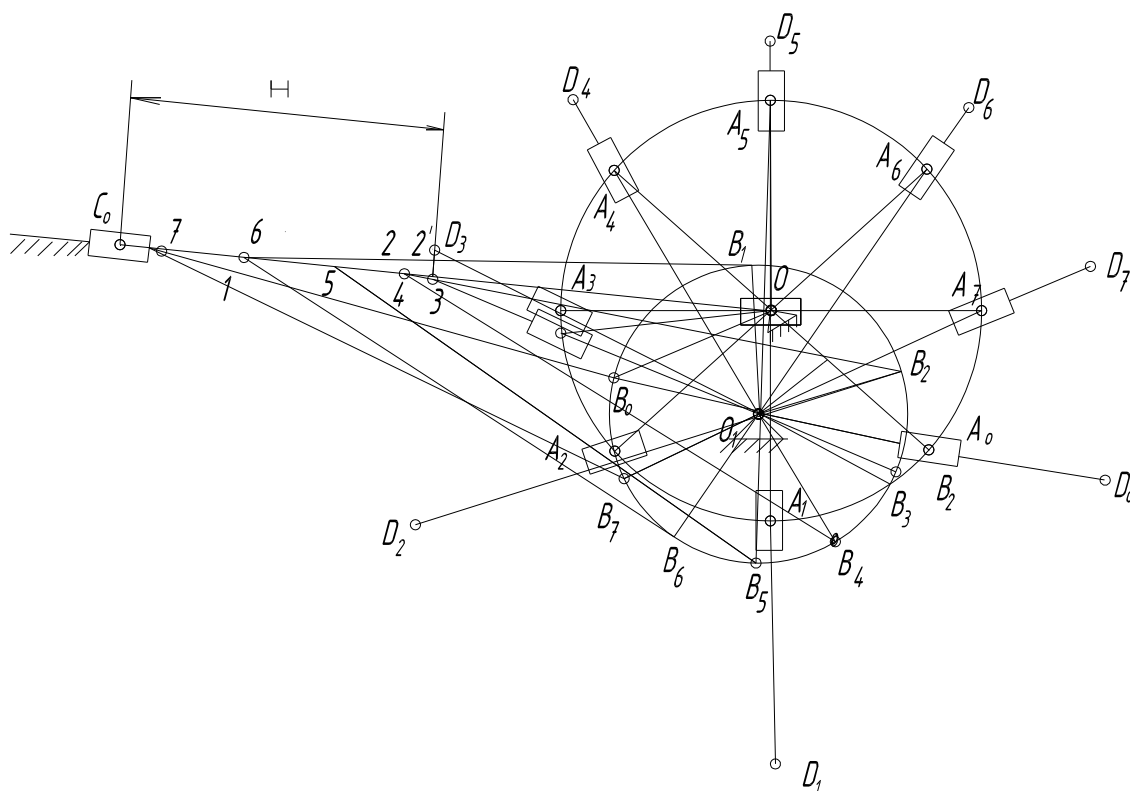


Рисунок 4 - Планы положений механизма

План положений механизма позволяет получить размеченную траекторию любой точки механизма и затем построить диаграммы перемещений, скоростей и ускорений этой точки. Кроме того, план положений позволяет решить и ряд других вопросов: отсутствие препятствий движению звеньев со стороны каких-либо неподвижных частей; форма закрытого корпуса механизма; соотношение между временем движения возвратно-поступательного (или возвратно-вращательного) движения звена в одном и другом направлениях и т.д.

3.2.2. Определение линейных скоростей точек и угловых скоростей звеньев механизма

Кинематическое исследование механизма осуществляется для каждой структурной группы в порядке их присоединения.

Скорости точек механизма определяется графоаналитическим способом для каждого плана положения в зависимости от угла поворота кривошипа. Метод состоит в графическом решении векторных уравнений.

Сначала определяются скорости точек ведущего механизма. Если ведущее звено совершает вращательное движение, то скорость точки А (Рисунки 5, 6, 7) по величине определяется из выражения

$$V_A = l_{OA} \cdot \omega_1, \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right],$$

где $\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}, \left[\frac{\text{рад}}{\text{с}} \right]$ - угловая скорость вращения кривошипа.

Из полюса Р плана скоростей в направлении вращения кривошипа перпендикулярно к ОА откладываем вектор скорости точки А $\overline{V_A} = \overline{pa}$, где pa - отрезок в мм (обычно длину отрезка выбирают в пределах 60-100 мм), затем определяется масштаб плана скоростей $\mu_v = \frac{V_A}{pa}, \left[\frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right]$,

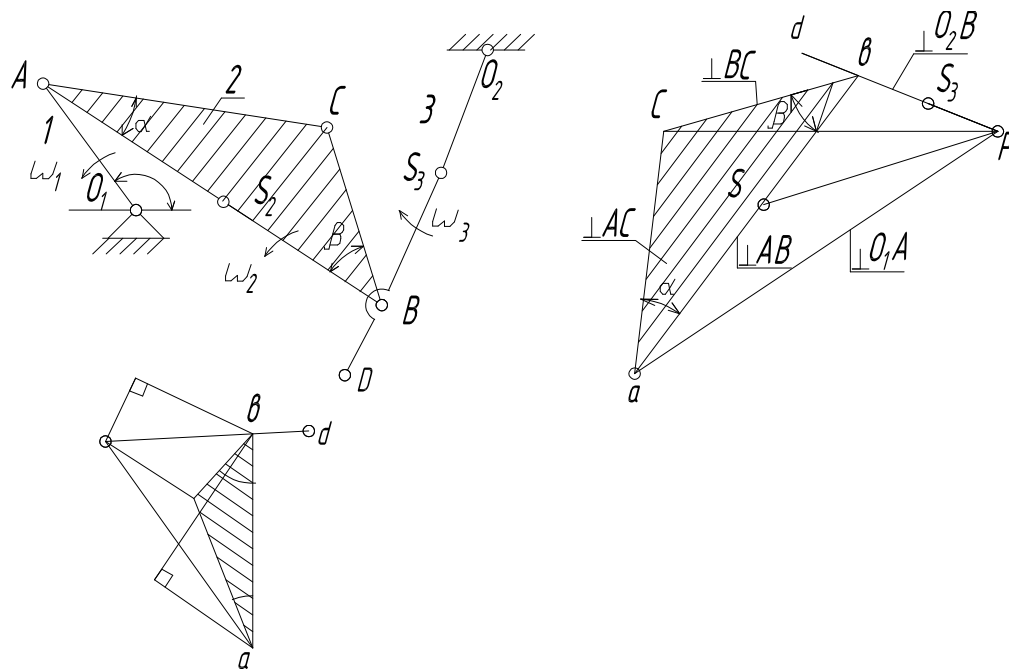


Рисунок 5 - Шарнирный четырехзвенник

Построение остальных точек плана зависит от схемы механизма, в частности от присоединённых двухповодковых групп, которые можно разделить на три типа: с вращательными кинематическими парами, с вращательно-поступательными парами и с поступательно-вращательными парами.

Сначала рассматривается двухповодковая группа, присоединённая к начальному звену, т.е. группа, которой принадлежит шарнир А. Затем определяются точки второй двухповодковой группы, присоединённой к первой и так далее до последней группы.

3.2.2.1. План скоростей двухповодковой группы с вращательными парами

Построение плана скоростей рассмотрим на примере шарнирного четырёхзвенника O_1ABO_2 (Рисунок 5).

К кривошипу 1 присоединена группа звеньев 2-3, состоящая из шатуна 2, совершающего плоское движение, и коромысла 3, совершающего вращательное движение. План скоростей точки А уже построен. Вектор $\overline{v_A} \perp OA$ и направлен в сторону вращения ω_1 .

Для определения скорости точки В составляем векторное уравнение

$$\begin{cases} \overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}}; \\ \overline{V_B} \perp O_2B; V_{BA} \perp BA, \end{cases}$$

в котором двумя чертами подчеркнут вектор известный по величине и направлению, а два других вектора подчеркнуты одной чертой – они известны лишь по направлению.

Строим треугольник скоростей точки В, для чего из полюса плана скоростей Р проводим перпендикуляр к звену 3, а из точки a – перпендикуляр к звену 2. Точка пересечения перпендикуляров определяет положение точки b на плане скоростей, а вектор $\overline{pb}$ изображает вектор скорости $\overline{V_B}$ точки В. Скорости других точек шатуна и коромысла определяются из подобия треугольников или пропорций отрезков. Так положение точки С на плане скоростей определяется пересечением перпендикуляров проведённых из точки a к звену АС, а из точки b к звену ВС. Вектор $\overline{pc}$ изображает вектор скорости V_C точки С. Положения точек S_2 , S_3 и d определяются отрезками $as_2 = ab \frac{AS_2}{AB}$, $ps_3 = \frac{O_2S_3}{O_2B}$ и $pd = pb \frac{O_2D}{O_2B}$; откладываем эти отрезки на

плане скоростей. Соединяем полученные точки S_2 , S_3 и d с полюсом плана скоростей P . Векторы $\overline{ps_2}$, $\overline{ps_3}$, $\overline{pd}$ изображают вектора скоростей точек S_2 , S_3 и d .

Значения линейных скоростей всех точек определяются выражениями: $V_{S_2} = PS_2 \cdot \mu_V$, $V_{S_3} = PS_3 \cdot \mu_V$, $V_d = Pd \cdot \mu_V$.

Значения окружных скоростей точек определяются аналогично $V_{BA} = ba \cdot \mu_V$.

Величины угловых скоростей шатуна и коромысла определяются на основе построения плана скоростей

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}}, \quad \omega_3 = \frac{V_B}{l_{BO_2}}$$

Для определения направления угловой скорости ω_2 следует мысленно перенести вектор $\overline{V_{BA}}$ в точку B (первая по записи точка) плана положения механизма и посмотреть куда поворачивается звено относительно точки A (вторая по записи точка). В эту сторону будет направлена угловая скорость.

Аналогично определяется направление угловой скорости ω_3 .

3.2.2.2. План скоростей двухповодковой группы с вращательно-поступательными парами

Построение плана скоростей рассмотрим на примере кривошипно-ползунного механизма (рис.6.)

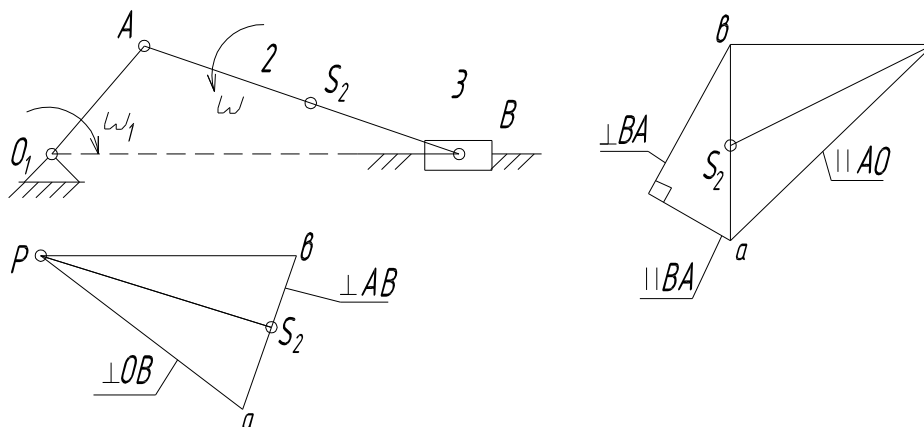


Рисунок 6 -Кривошипно-ползунный механизм

К кривошипу 1 присоединена группа звеньев 2-3, состоящая из шатуна 2, совершающего плоское движение, и ползуна 3, совершающего поступательное движение.

Из произвольной точки Р (полюса плана скоростей) в направлении вращения кривошипа перпендикулярно к ОА откладываем вектор скорости точки А $\overline{V_A} = \overline{pa}$, где $V_A = \omega_1 \cdot OA, [м / с]$; $\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}, \left[\frac{рад}{с} \right]$; $\overline{pa} \perp OA$

Определяем масштаб плана скоростей $\mu_v = \frac{V_A}{pa}, \left[\frac{м}{с \cdot мм} \right]$,

Составляем векторное уравнение скорости точки В

$$\begin{cases} \overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}}; \\ \overline{V_B} \parallel \overline{OB}; \overline{V_{BA}} \perp \overline{BA}, \end{cases}$$

Строим треугольник скоростей точки В в соответствии с уравнением, для чего из точки а проводим прямую, перпендикулярную к звену 2 (линия вектора $\overline{V_{BA}}$), а через полюс Р проводим прямую параллельную ОВ (линия* вектора $\overline{V_B}$). Пересечение этих двух прямых определяет точку b, которая является концом вектора $\overline{pb}$, изображающего на плане вектор скорости точки В. Положение других точек шатуна на плане скоростей определя-

ется из подобия треугольников, либо из пропорции отрезков, так

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

Откладываем отрезок as_2 на плане, соединяем точку S_2 с полюсом P плана и получаем вектор $\overline{ps_2}$. Значения линейных скоростей точек определяются произведением длин отрезков на масштаб плана скоростей.

$$V_{S_2} = PS_2 \cdot \mu_V, V_{BA} = ab \cdot \mu_V, V_B = Pb \cdot \mu_V.$$

Угловая скорость вращения шатуна по величине будет равна $\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}}$.

Направление ω_2 определяется переносом вектора $\overline{V_{BA}}$ в точку B плана положения механизма и вращением звена относительно точки A под действием этого вектора.

3.2.2.3. План скоростей двухповодковой группы с поступательно-вращательными парами

Под этой группой понимают такое соединение звеньев, при котором поступательная кинематическая пара находится в плоскопараллельном движении. Построение плана скоростей рассмотрим на примере кулисного механизма (Рисунок 7).

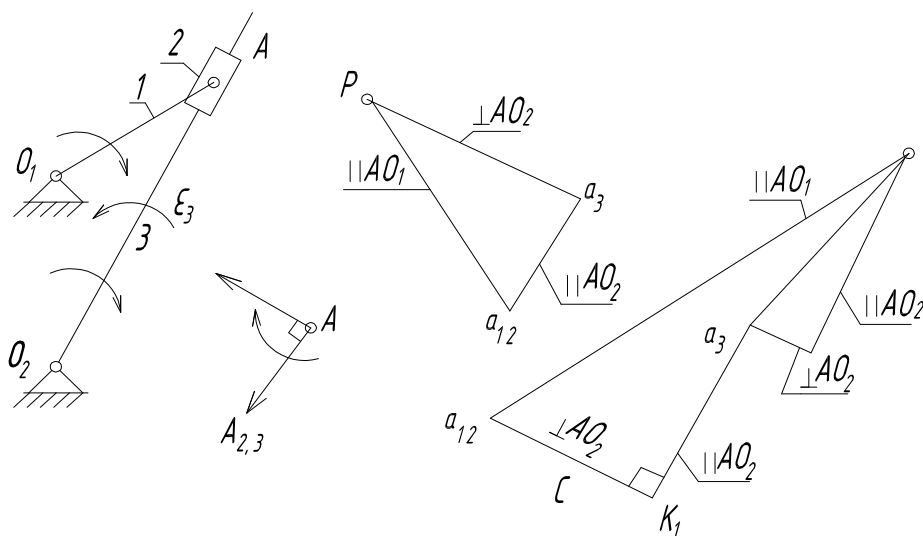


Рисунок 7

К кривошипу 1 присоединена группа звеньев 2-3, состоящая из камня кулисы 2 и кулисы 3, совершающей вращательное движение вокруг точки O_2 .

Из полюса Р плана скоростей в направлении вращения кривошипа, перпендикулярно к O_1A откладываем вектор абсолютной скорости точки A_1 кривошипа $\overline{pa} = \overline{V_{A_1}}$

$$V_{A_1} = \omega_1 \cdot O_1A; \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}; \overline{V_{A_1}} \perp O_1A$$

$$\text{Определяем масштаб плана скоростей } \mu_v = \frac{V_{A_1}}{pa}, \left[\frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right],$$

Скорости точки A_2 камня кулисы равна скорости точки A_1 ($\overline{V_{A_1}} = \overline{V_{A_2}} = \overline{V_{A_{1,2}}} = \overline{V_a}$) и равна геометрической сумме скоростей точки в переносном движении ($V_{A_3} = \overline{V_e}$) и скорости точки в относительном движении ($\overline{V_{A_{2-3}}} = \overline{V_r}$), ($\overline{V_a} = \overline{V_e} + \overline{V_r}$), т.е.

$$\begin{cases} \overline{V_{A_{1,2}}} = \overline{V_{A_3}} + \overline{V_{A_{2-3}}}; \\ \overline{V_{A_3}} \perp O_2A; \overline{V_{A_{2-3}}} // AO_2, \end{cases}$$

Строим треугольник скоростей в соответствии с уравнением, для чего из начала вектора $\overline{pa_{12}}$ проводим перпендикуляр к кулисе O_2A , а из конца вектора $\overline{pa}$ проводим линию, параллельную кулисе O_2A до взаимного пересечения. Получаем точку a_3 . Векторы $\overline{pa_3}$ и $\overline{a_{12}a_3}$ являются векторами переносной $\overline{V_{A_3}}$ и относительной $\overline{V_{A_{2-3}}}$ скоростей точки А соответственно.

Величины этих скоростей будут равны $V_{A_3} = pa_3 \cdot \mu_v, V_{A_{2-3}} = a_{12}a_3 \cdot \mu_v.$

Величина угловой скорости кулисы $\omega_3 = \frac{V_{A_3}}{l_{O_2A}}$. Направление ω_3 опре-

деляется направлением вращения кулисы под действием вектора $\overline{V_{A_3}}$.

3.2.3. Определение линейных ускорений точек и угловых ускорений звеньев механизма

Определение линейных ускорений точек звеньев происходит в той же последовательности, что и определение скоростей. Ускорения точек определяются путём построения планов ускорений для каждого положения механизма.

Сначала определяются ускорения точек ведущего звена. Если ведущее звено совершает равномерное вращательное движение, то ускорение наиболее удалённой точки А равно нормальному ускорению $W_A = W_A^n = \omega_1^2 \cdot OA, [м/с^2]$ и направлено по радиусу вращения к центру вращения (Рисунки 5 - 7).

Из полюса плана ускорений - π откладываем вектор $\overline{\pi a}$ параллельно звену O_1A в направлении от точки А и точке O_1 в соответствии со схемой механизма. Длина этого вектора изображает на плане ускорений вектор ускорения точки А $\overline{W_A}$ и выбирается произвольно, исходя из удобства размещения на чертеже (обычно $pa = 60 - 120 мм$).

Определяем масштаб плана ускорений μ_w

$$\mu_w = \frac{W_A}{\pi a}, \left[\frac{м}{с^2 \cdot мм} \right].$$

Ускорения остальных точек плана ускорений механизма зависит от присоединённых групп Ассура.

3.2.3.1. План ускорений двухповодковой группы с вращательными парами

Построение плана ускорений рассмотрим на примере шарнирного четырехзвенника O_1ABO_2 (Рисунок 5).

Ускорение точки В складывается из ускорения точки А и относительного ускорения точки В при вращении звена 2 вокруг точки А. С другой стороны точка В принадлежит звену 3 и движется по окружности вокруг точки О₂. Таким образом, имеем систему двух векторных уравнений

$$\begin{cases} \overline{W_B} = \overline{W_A} + \overline{W_{BA}^n} + \overline{W_{BA}^\tau}; \\ \overline{W_B} = \overline{W_{BO_2}^n} + \overline{W_{BO_2}^\tau}. \end{cases}$$

Нормальные составляющие ускорений равны по величине.

$$W_{AB}^n = \frac{V_{AB}^2}{l_{BA}} = l_{BA} \cdot \omega_2^2 = \frac{\mu_V^2(ab)^2}{l_{BA}} \quad \text{и}$$

$$W_{BO_2}^n = \frac{V_B^2}{l_{BO_2}} = l_{BO_2} \cdot \omega_3^2 = \frac{\mu_V^2(pb)^2}{l_{BO_2}},$$

где ab и pb - отрезки, взятые из плана скоростей.

Нормальное ускорение $\overline{W_{BA}^n}$ направлено вдоль звена АВ от точки В к точке А, а нормальное ускорение $\overline{W_{BO_2}^n}$ - вдоль звена ВО₂ от точки В к точке О₂.

Тангенциальные составляющие ускорений $\overline{W_{BA}^\tau}$ и $\overline{W_{BO_2}^\tau}$ по величине неизвестны, известны по направлению: $\overline{W_{BA}^\tau} \perp BA$; $\overline{W_{BO_2}^\tau} \perp BO_2$

Решаем совместно систему уравнений графически. Из конца вектора $\overline{\pi a}$ (точки a) откладываем вектор $\overline{an} \parallel AB$, направленный от точки В к точке А, величина которого равна $an = \frac{W_{AB}^n}{\mu_W}$, а из полюса π откладываем вектор $\overline{\pi n_1} \parallel BO_2$ направленный от точки В к точке О₂, величина которого равна

$$\pi n_1 = \frac{W_{BO_2}^n}{\mu_W}. \text{ Затем из точки } n \text{ проводим линию действия вектора } \overline{W_{BA}^\tau}, \text{ ко-}$$

торая $\perp AB$, а из точки n_1 — линию действия вектора $\overline{W_{BO_2}^\tau}$, которая $\perp BO_2$.

На пересечении линий получаем точку b . Соединив точку b с полюсом π , получаем вектор ускорения точки B $\overline{W_B} = \overline{\pi b}$.

Ускорение других точек шатуна и коромысла определяются из подобия треугольников или пропорций отрезков.

Для определения положения точки C на плане ускорений строим треугольник abc , подобный треугольнику ABC на плане положений механизма, для чего отрезок ab на плане ускорений поворачиваем вокруг точки a на угол α , а вокруг точки b на угол β , сохраняя правило обхода контура до пересечения повернутых отрезков.

Положение точек S_2 , S_3 и d определяются отрезками $as_2 = ab \frac{AS_2}{AB}$, $\pi s_3 = pb \frac{O_2 S_3}{O_2 B}$ и $\pi d = pb \frac{O_2 D}{O_2 B}$

Откладываем эти отрезки на плане ускорений. Соединим полученные точки S_2 , S_3 , d с полюсом плана ускорений π . Векторы $\overline{\pi s_2}$, $\overline{\pi s_3}$, $\overline{\pi d}$ изображают векторы ускорений точек S_2 , S_3 , d .

Значения ускорений всех точек определяются выражениями:

$$W_B = \pi b \cdot \mu_W; \quad W_C = \pi c \cdot \mu_W; \quad W_D = \pi d \cdot \mu_W; \quad W_{S_2} = \pi s_2 \cdot \mu_W; \quad W_{S_3} = \pi s_3 \cdot \mu_W; \\ W_{BA}^\tau = nb \cdot \mu_W; \quad W_{BO_2}^\tau = n_1 b \cdot \mu_W.$$

Значения угловых ускорений шатуна 2 и коромысла 3 определяются следующими выражениями:

$$\varepsilon_2 = \frac{W_{BA}^\tau}{l_{BA}}; \quad \varepsilon_3 = \frac{W_{BO_2}^\tau}{l_{BO_2}}.$$

Направление углового ускорения ε_2 определяется направлением вращения звена 2 вокруг точки A под действием вектора касательного ускорения $\overline{W_{BA}^\tau}$, приложенного в точке B плана положения механизма. Для данного положения ускорение ε_2 направлено по часовой стрелке.

Аналогично определяется направление ускорения ε_3 .

3.2.3.2. План ускорений двухповодковой группы с вращательно-поступательными парами

Построение плана ускорений рассмотрим на примере кривошипно-ползунного механизма (рис. 6).

Из полюса плана ускорений π откладываем вектор $\overline{\pi a}$ ускорения точки А кривошипа.

Ускорение точки В находим по уравнению

$$\begin{cases} \overline{W_B} = \overline{W_A} + \overline{W_{BA}^n} + \overline{W_{BA}^t}; \\ \overline{W_B} // x-x; \overline{W_{BA}^n} // BA; \overline{W_{BA}^t} \perp BA. \end{cases}$$

Нормальное ускорение точки В вокруг точки А $\overline{W_{BA}^n}$ величине равна $W_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{BA}} = l_{BA} \cdot \omega_2^2 = \frac{\mu_V^2(ab)^2}{l_{BA}}, \left[\frac{м}{с^2} \right]$. Из конца вектора ускорения точки А $\overline{\pi a}$ откладываем вектор $\overline{an} // BA$, направленный от точки В к точке А, величина которого равна $an = \frac{W_{AB}^n}{\mu_W}$. Затем из точки n проводим линию действия касательного ускорения $\overline{W_{BA}^t}$, которая $\perp AB$, а из полюса плана ускорений π проводим линию $\parallel$ ускорению $\overline{W_B}$ (горизонтальная линия). На пересечении линий получаем точку b. Получаем вектор ускорений точки В - $\overline{W_B}$.

Ускорения любой точки шатуна определяются аналогично определению скоростей точек на плане скоростей.

Угловое ускорение шатуна ε_2 определяется аналогично тому, как это было сделано ранее.

3.2.3.3. План ускорений двухповодковой группы с поступательно-вращательными парами

Построение плана ускорений рассмотрим на примере кулисного механизма (Рисунок 7).

Первой точкой ускорение которой следует определить, является точка A_1 ведущего звена (кривошипа OA). Из полюса плана ускорений π откладываем вектор параллельно звену AO_1 в направлении от точки A к точке O .

Следующая точка A_2 , принадлежащая камню кулисы. Ускорения точек A_1 и A_2 будут равны (шарнирное соединение), т.е. $\overline{W_{A_1}} = \overline{W_{A_2}} = \overline{\pi a_{1,2}}$.

Точка A_2 совершает сложное движение её ускорение складывается из ускорений точки A_3 (переносное движение точки) и ускорения точки A_2 при движении звена 2 по звену 3 (относительное движение точки), т.е.

$$\overline{W_{A_{1,2}}} = \overline{W_{A_3}} + \overline{W_{A_{2-3}}}$$

Поскольку траекторией движения точки A_3 является окружность, то переносное ускорение точки A_3 состоит из двух частей

$$\overline{W_{A_3}} = \overline{W_{A_3}^n} + \overline{W_{A_3}^r}, \text{ где } W_{A_3}^n = \frac{V_{A_3}^2}{l_{O_2A_3}} = l_{O_2A_3} \cdot \omega_3^2 = \frac{\mu_V^2 (pa_3)^2}{l_{O_2A_3}}.$$

Поскольку звено 3 совершает вращение вокруг неподвижной оси, то относительное ускорение точки состоит из двух частей:

$$\overline{W_{A_{2-3}}} = \overline{W_{A_{2-3}}^r} + \overline{W_{A_{2-3}}^c}, \text{ где } \overline{W_{A_{2-3}}^c} - \text{Кориолисово ускорение точки. Величина}$$

ускорения Кориолиса равна

$$W_{A_{2-3}}^c = V_{A_{2-3}} \cdot 2\omega_3 = 2 \frac{V_{A_3}}{l_{O_2A}} \cdot V_{A_{2-3}} = \frac{2pa_3(a_2a_3)\mu_V^2}{l_{O_2A}}.$$

Для определения направления ускорения Кориолиса следует вектор относительной скорости $\overline{V_{A_{2-3}}}$ повернуть на 90° в сторону вращения, обусловленного угловой скоростью ω_3 . Итак:

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{W_{A_{1,2}}} = \overline{W_{A_3}^n} + \overline{W_{A_3}^c} + \overline{W_{A_{2-3}}^r} + \overline{W_{A_{2-3}}^c}; \\ \overline{W_{A_{1,2}}} \parallel AO_1; \overline{W_{A_3}^n} \parallel AO_2; \overline{W_{A_3}^c} \perp AO_2; \overline{W_{A_{2-3}}^r} \parallel AO_2; \overline{W_{A_{2-3}}^c} \perp AO_2. \end{array} \right.$$

Строим план ускорений точки A_2 согласно уравнению.

Из полюса плана скоростей π откладываем вектор $\overline{\pi\pi} \parallel O_2A$, направленный от точки A к точке O_2 , размер которого определяется

$\pi n = \frac{W_{A_3}^n}{\mu_W}$, а из точки n проводим линию действия вектора $\overline{W_{A_3}^r}$, которая $\perp O_2A$. Далее из конца вектора $\overline{\pi a}$ (точки a_{12}) откладываем вектор $\overline{ak} \perp O_2A$, направленный к точке a (вектор $\overline{ak}$ должен подходить к точке a), размер которого определяется $ak = \frac{W_{A_{2-3}}^c}{\mu_W}$. Затем из точки K проводим линию действия вектора $\overline{W_{A_{2-3}}^r}$, которая $\parallel O_2A$. На пересечении линий получаем точку a_3 . Соединяя точки π и a_3 , получим ускорение точки $A_3 = \overline{\pi a_3}$. Значения ускорений определяется из выражений:

$$W_{A_3} = \pi a_3 \cdot \mu_W; \quad W_{A_3}^r = n a_3 \cdot \mu_W; \quad W_{A_{2-3}}^r = k a_3 \cdot \mu_W.$$

Величина углового ускорения ε_3 определяется по выражению:

$$\varepsilon_3 = \frac{W_{A_3}^r}{l_{O_2A}}.$$

Направление ε_3 определяется направлением вращения звена 3 вокруг точки O_2 под действием вектора ускорения $\overline{W_{A_3}^r}$ приложенного в точке A плана положения механизма. Для данного положения механизма ускорение ε_3 направлено против часовой стрелки.

3.2.3.4. Графическое определение длин отрезков нормального и Кориолисова ускорений на плане ускорений

Нормальное и Кориолисово ускорения можно определить путём вычисления по формулам. Однако для построения плана ускорений важно знать не сами ускорения, а длину выражающих их отрезков. Например, длина вектора, выражающего в масштабе μ_W нормальное ускорение точки A равна

$$n = \frac{W_{BA}^n}{\mu_W} = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB} \cdot \mu_W} = \frac{(ab)^2 \cdot \mu_v^2}{BA \cdot \mu_e \mu_W} = (ab)^2 \frac{\mu_v^2}{\mu_e \mu_W} \cdot \frac{1}{BA} \quad \text{или} \quad n = \frac{(ab)^2}{AB} \cdot \frac{\mu_v^2}{\mu_e \mu_W},$$

где (ab) - отрезок на плане скоростей; AB - отрезок на плане положений.

Величина $\frac{\mu_v^2}{\mu_e \mu_w}$ повторяется при вычислении каждого нового ускорения и её можно вычислить заранее. Целесообразно выбирать μ_w так, чтобы указанная величина была равна некоторому круглому числу или ещё лучше, единице.

Тогда $\mu_w = \frac{\mu_v^2}{\mu_e}$ и вычисления значительно упрощаются.

$$n = \frac{W_{BA}^n}{\mu_w} = \frac{(ab)^2}{BA}$$

Более наглядны и практически безошибочны графические способы вычисления, в качестве примера на рисунке 8а построен отрезок n.

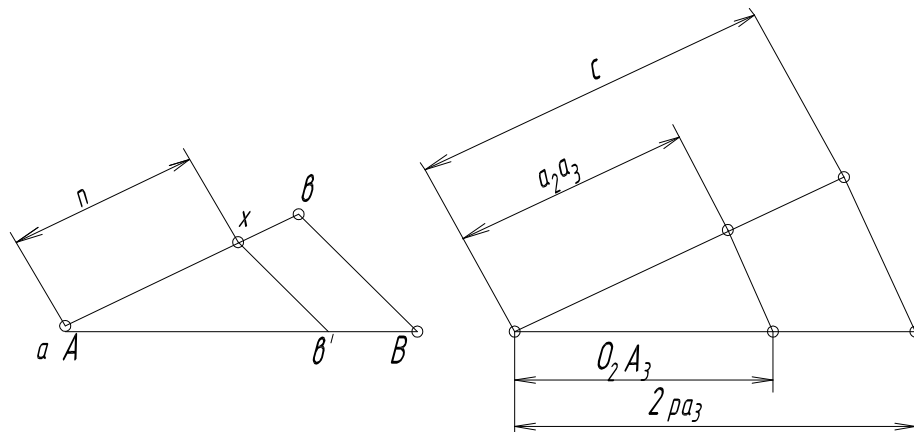


Рисунок 8 - Вычисление ускорений

Берётся произвольный угол, на одной её стороне откладывается отрезок АВ, снятый из плана положений, и на обеих сторонах отрезок $ab = ab$, снятый с плана скоростей. Точка В и b соединяются прямой линией, а через b проводится прямая, $\parallel Bb$ до пересечения с прямой ab в точке Х. Отрезок ax и является искомым.

На рисунке 8б представлено аналогичное построение отрезка С

$$C = \frac{W_{A_2-3}^c}{\mu_w} = 2 \frac{V_{A_3}}{l_{O_2A}} \cdot V_{A_2-3} = \frac{\mu_v^2}{\mu_e \mu_w} \cdot \frac{2pa_3(a_2a_3)}{O_2A}; \quad C = \frac{W_{A_2-3}^c}{\mu_w} = \frac{2pa_3(a_2a_3)}{O_2A}, \quad \text{выра-}$$

жающего Кориолисово ускорение $\overline{W_{A_{2-3}}^c}$ масштабе $\mu_w = \frac{\mu_v^2}{\mu_e}$. Отрезки pa_3 и aa_3 снимаются с плана скоростей, отрезок OgA с плана положений. Построение нормальных и Кориолисовых ускорений выполняются на листе и снабжаются соответствующими заголовками.

3.3 Кинетостатический анализ механизма

Расчет производится для 2 положений механизма в следующей последовательности:

Задачей силового анализа является:

- 1) Определение сил инерции звеньев.
- 2) Определение давлений в кинематических парах.
- 3) Определение уравновешивающей силы на ведущем звене. Известными являются геометрические размеры звеньев, закон движения ведущего звена, внешние силы и моменты.

Силовой анализ механизмов имеет важное значение, так как по найденным давлениям в кинематических парах подбираются подшипники, производится расчет на прочность и жесткость звеньев механизмов, элементов кинематических пар и т.д.

Силовые исследования выполняются в следующем порядке:

- 1) Структурным анализом определяют номер семейства кинематической цепи, степень подвижности, класс и порядок механизма.
- 2) Кинематическим анализом определяют скорости и ускорения точек и звеньев механизма.
- 3) Собственно силовой анализ начинают с последней группы Ассура. При силовом исследовании механизма используется принцип Даламбера, согласно которому звено или группа звеньев механизма рассматриваются в состоянии равновесия, если к внешним силам и моментам, действующим на них, добавить силы и моменты сил инерции. Уравнения равновесия в этом случае называют уравнениями кинетостатики.

Решая задачу силового анализа механизма в курсовом проекте (работе), рекомендуется, сделав следующие допущения: силы трения в кинематических парах малы (ими следует пренебречь); ведущее звено исполнительного механизма (кривошип) вращается с постоянной угловой скоростью ($\omega_1 = \text{const}$); звенья механизма имеют плоскость симметрии параллельную плоскости их движения, определить:

- 1) силы полезного сопротивления для всех положений;
- 2) давление во всех кинематических парах в указанных положениях механизма;
- 3) уравнивающий момент в указанных положениях механизма двумя методами (методом плана сил и методом Н. Е. Жуковского: полученные результаты сравнить (расхождение вычисленных уравнивающих моментов должно быть в пределах 5 %).

3.3.1. Внешние нагрузки, действующие на звенья механизма

Основными силами являются движущие силы, совершающие положительную работу и силы полезного сопротивления, возникающие в процессе выполнения работы и совершающие отрицательную работу.

К движущим силам F_o относятся: сила давления рабочей смеси на поршень цилиндра двигателя; момент, развиваемый электродвигателем на выходном валу насоса или компрессора и т.д.

Силами полезного сопротивления F_c является: силы сопротивления резанию в токарном или строгальном станках, силы сопротивления сжимаемого воздуха и т.д.

Внешние силы могут быть постоянными по величине, такие как, например силы тяжести, силы сопротивления резанию металла при постоянном сечении снимаемой стружки. Они могут зависеть от положения звена, на которое они действуют (силы давления газов, действующие на поршень двигателя внутреннего сгорания или компрессора); от скорости (момент электродвигателя); от времени и т.д.

Значения внешних воздействующих должны быть заданы соответствующими механическими характеристиками. Механические характеристики представляют собой аналитические или графические зависимости внешних сил (моментов) от кинематических параметров (обобщенной координаты, обобщенной скорости, времени). Имея характеристику механизма, можно определить силы механизмируемого процесса, приложенные к выходному звену или силы движущие, приложенные к входному звену. Например, если представлена индикаторная диаграмма изменения давления газов P в цилиндре двигателя (компрессора), то силу можно рассчитать по формуле: $F = P \cdot A = \frac{P\pi D^2}{4}$, где P - давление приходящееся на 1 мм^2 площади поршня.

Силы тяжести звеньев механизма прикладываются в центрах тяжести звеньев и по величине равны $G_i = m_i \cdot g$, где g - ускорение свободного падения; m_i - масса i -го звена.

3.3.2. Определение сил инерции звеньев плоских механизмов

1) Звено совершает поступательное движение (Рисунок 9а). Силы инерции точек звена заменяются главным вектором сил инерции $\vec{\Phi}_и$, приложенным в центре тяжести звена, равным по величине произведению массы звена m на ускорение центра масс звена $\vec{W}_s$ и направленным в сторону, противоположную ускорению центра масс $\vec{\Phi}^* = -m \cdot \vec{W}_s$. Равнодействующая сил инерции звена $\vec{\Phi}_и$ совпадает в этом случае с главным вектором сил инерции $\vec{\Phi}_и = \vec{\Phi}^*$;

2) Звено совершает вращение вокруг оси с постоянной угловой скоростью $\omega = const$ (Рисунок 9б). Главный вектор сил инерции $\vec{\Phi}^*$ приложен в центре масс S звена, направлен по радиусу кривизны OA от центра кривизны O и равен $\vec{\Phi}^* = m \cdot l_{OS} \cdot \omega^2$. Равнодействующая сил инерции равна главному вектору сил инерции, т.е. $\vec{\Phi}_и = \vec{\Phi}^*$;

3) Звено вращается с переменной угловой скоростью ω (Рисунок 9в). В этом случае силы инерции точек звена проводятся к главному вектору сил инерции $\vec{\Phi}^* = -m \cdot \vec{W}_S$, приложенному в центре масс и к главному моменту сил инерции $\vec{M}_S^{\text{и}} = -I_S \cdot \vec{\epsilon}$, направленному против углового ускорения звена ϵ , где I_S - момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс. Главный вектор сил инерции $\vec{\Phi}^*$ и главный момент сил инерции $\vec{M}_S^{\text{и}}$ могут быть заменены равнодействующей сил инерции $\vec{\Phi}_{\text{и}}$, векторно-равной главному вектору ($\vec{\Phi}_{\text{и}} = \vec{\Phi}^*$) и приложенной в центре качания звена K , положение которого определяется зависимостью

$$KS = \frac{I_s}{OS \cdot m} \quad .$$

4) Звено совершает плоскопараллельное движение (Рисунок 9г). Силы инерции точек звена проводятся к главному вектору сил инерции, приложенному в центре масс S звена и к главному моменту сил инерции относительно центра масс: $\vec{\Phi}^* = -m \cdot \vec{W}_S$; $\vec{M}_S^{\text{и}} = -I_S \cdot \vec{\epsilon}$. Главный вектор сил инерции и главный момент сил инерции могут быть заменены равнодействующей сил инерции $\vec{\Phi}^{(\text{и})}$, векторно равной главному вектору ($\vec{\Phi}_{\text{и}} = \vec{\Phi}^*$) и приложенной в центре инерции, положение которого видно из построения (Рисунок 9г). Линия ST параллельна ускорению полюса $\vec{W}_A$ (πa). Линия KT параллельна относительному ускорению $\vec{W}_{\text{BA}}$ (ab).

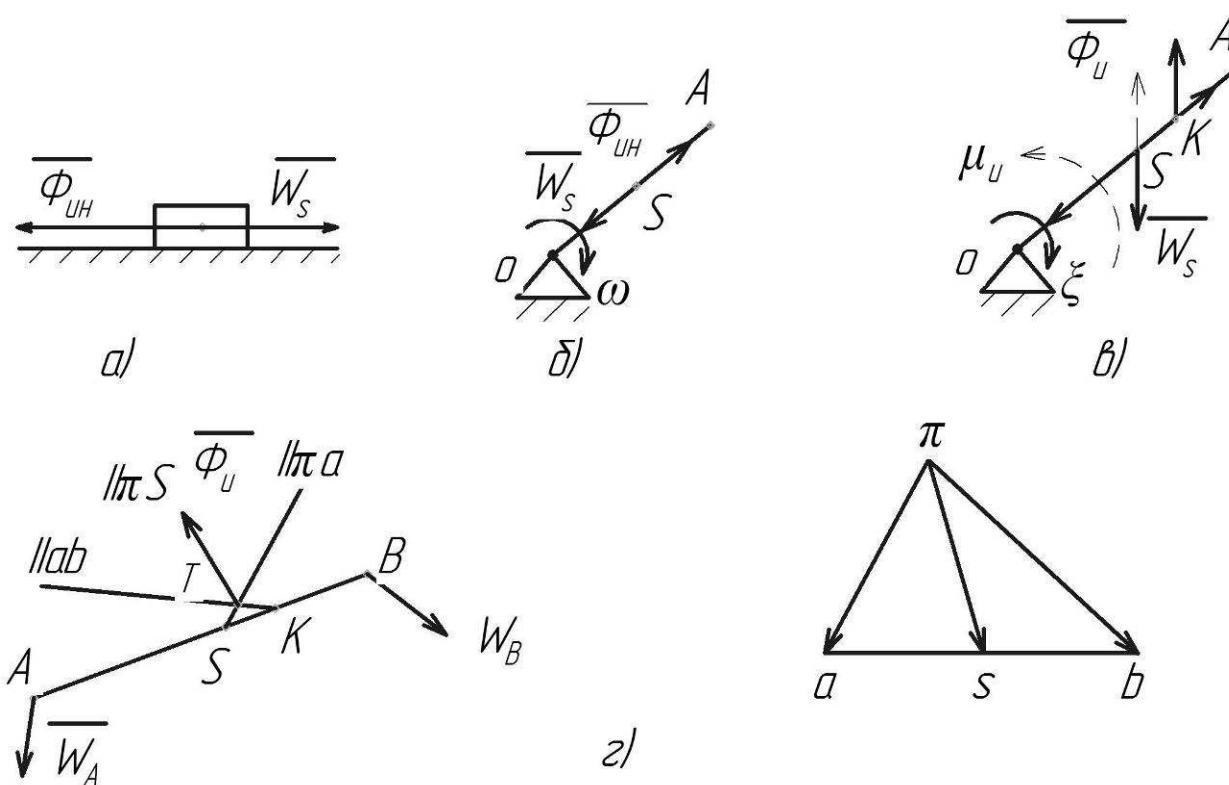


Рисунок 9 – Определение сил инерции звеньев

3.3.3. Последовательность силового анализа механизмов по способу планов сил

Силовой расчет целесообразно проводить в следующей последовательности:

1) Вычертить кинематическую схему механизма в выбранном масштабе и в заданном или указанном преподавателем расчетном положении (желательно в пределах рабочего хода).

2) Определить все внешние силы, приложенные к звеньям механизма: изобразить характеристику рассматриваемой машины (индикаторная диаграмма, график зависимости силы полезного сопротивления от положения ползуна), определить силу полезного сопротивления для всех положений (в пояснительной записке составить таблицу этих сил).

3) Построить или перенести с первого листа курсового проекта план ускорений для рассматриваемого положения механизма, указать на схеме направления угловых ускорений и вычислить силы и моменты сил инерции.

4) Приложить в виде стрелок без масштаба в соответствующие точки кинематической схемы силу полезного сопротивления, силы тяжести, силы и момента сил инерции. К входному звену (кривошипу) приложить уравнивающий момент при приводе механизма от электродвигателя, направив его по движению звена, или уравнивающую силу $P_{ур}$, чтобы был обеспечен заданный закон движения ведущего звена.

5) Произвести расчленение кинематической схемы механизма на группы Ассура и группу начальных звеньев, изобразить каждую группу отдельно и нанести все приложенные силы и моменты, заменив действие «отброшенных» звеньев реакциями, приложенными к элементам кинематических пар.

6) Произвести силовой расчет каждой группы Ассура в отдельности, так как группа Ассура являются статически определимой системой. Расчет следует начинать с группы Ассура, присоединенной к механизму при его образовании в последнюю очередь; затем перейти к следующей группе и так до тех пор, пока не будет произведен силовой расчет всех групп, образовавших ведомую часть механизма.

7) В заключение производится силовой расчет ведущего звена, в результате которого определяется идеальный уравнивающий момент и также нормальная реакция со стороны стойки на кривошип.

3.3.4. Проверка правильности кинетостатического исследования с помощью рычага Н. Е. Жуковского

При решении задач (например, определения мощности двигателя) часто бывает необходимо определить только уравнивающий момент (силу). Для решения этой задачи удобно применять метод Н. Е. Жуковского.

Н.Е. Жуковский сформулировал теорему, которая гласит: если силу, приложенную к какой либо точке звена плоского механизма, перенести параллельно себе в одноименную точку повернутого на 90° плана скоростей,

то момент этой силы относительно полюса плана скоростей будет пропорционален ее мощности.

Согласно общего уравнения динамики системы (принципа Даламбера-Лагранжа) чтобы механическая система, на которую изложены совершенные, голономные, удерживающие связи, находилась в равновесии необходимо и достаточно, чтобы сумма элементарных работ (мощностей) всех заданных сил и сил инерции на возможном перемещении системы равнялась нулю, т.е. $\sum \delta A(\bar{F}_{\text{акт}}) + \sum \delta A(\bar{\Phi}_{\text{ин}}) = 0$ или $\sum N_i(\bar{F}_{\text{акт}}) + \sum N_i(\bar{\Phi}_{\text{ин}}) = 0$. Согласно теореме Н.Е. Жуковского, общее уравнение динамики системы равносильно уравнению моментов всех активных сил и сил инерции относительно полюса повернутого на 90° плана скоростей, т.е. $\sum M_p(\bar{F}_{\text{акт}}) + \sum M_p(\bar{\Phi}_i) = 0$.

Для определения уравновешивающей силы на план скоростей в соответствующие точки прикладываем повернутые на 90° в одну сторону внешние силы и силы инерции. Уравновешивающую силу $P_{\text{ур}}$ прикладываем в точке a перпендикулярно вектору $\overline{pa}$.

Составляем уравнение моментов всех сил относительно полюса плана скоростей, предварительно измерив плечи сил. Из полученного уравнения определяем $P_{\text{ур}}$. Если в результате вычислений получается знак минус, то направление уравновешивающей силы следует поменять на противоположное.

Уравновешивающий момент определяем по выражению:

$$M_{\text{ур}} = P_{\text{ур}} \cdot OA (\text{Н} \cdot \text{м})$$

3.3.5. Пример кинетостатического анализа механизма

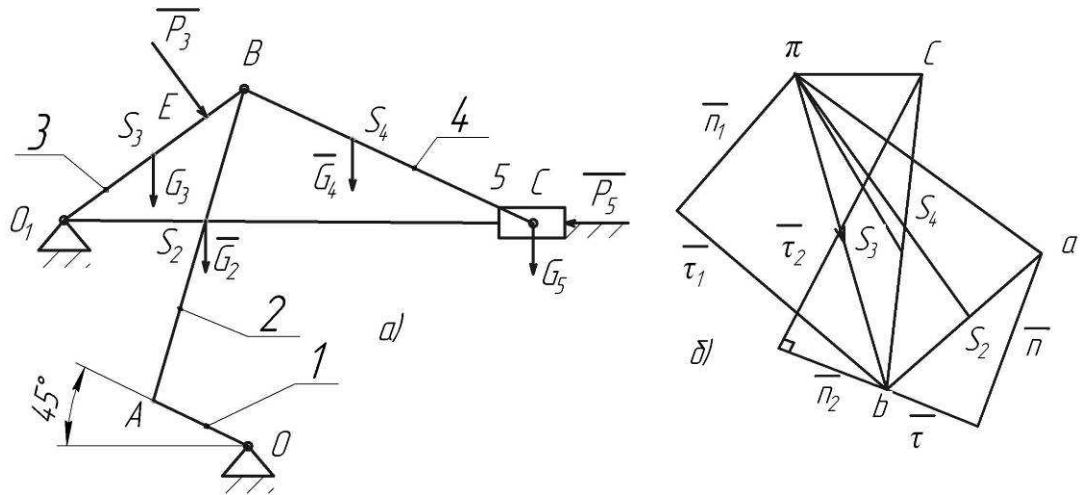


Рисунок 10 - Схема нагружения механизма (а), план ускорений (б)

3.3.5.1. Силы, действующие на звенья механизма

- 1) Движущая сила P_5 ;
- 2) Сила полезного сопротивления P_3 ;
- 3) Силы тяжести звеньев $\vec{G}_i = m_i \cdot \vec{g}$
- 4) Силы инерции звеньев $\vec{\Phi}_i = -m_i \cdot \vec{W}_{Si}$;
- 5) Моменты сил инерции звеньев относительно центра масс:

$$M_{Si}^u = I_{Si} \cdot \vec{\epsilon}_i;$$

Моменты сил инерции звеньев направлены против направления угловых ускорений соответствующих звеньев.

Систему, состоящую из силы и пары сил инерции, приводим к одной силе инерции (равнодействующей), равной по величине и направлению той же силе $\vec{\Phi}$, но линия действия которой будет смещена от центра тяжести S на расстояние $h = \frac{M_S^u}{\Phi}$. Направление линии действия равнодействующей относительно центра тяжести S имеет одно и то же направление с инерционным моментом M_S^u .

Звено 3 совершает вращательное движение вокруг точки O_1 . Сила инерции $\vec{\Phi}_3$ звена 3 проходит через центр качания K_3 , положение которого определяется по формуле:

$$S_3 K_3 = \frac{I_{S3}}{m_3 \cdot l_{O_1 S_3} \cdot \mu_e}, \text{ мм.}$$

Звенья 2 и 4 совершают плоское движение. Равнодействующие сил инерции $\vec{\Phi}_2$ и $\vec{\Phi}_4$ прикладываем в центре инерции T_2 и T_4 : положения центров качания определяются расстояниями $S_2 K_2$ и $S_4 K_4$:

$$S_2 K_2 = \frac{I_{S2}}{m_2 \cdot AS_2 \cdot \mu_e}, \text{ мм;}$$

$$S_4 K_4 = \frac{I_{S4}}{m_4 \cdot BS_4 \cdot \mu_e}, \text{ мм.}$$

3.3.5.2. Определение давлений в кинематических парах

Силовой расчет начинаем с последней в порядке присоединения группы Ассур, состоящей из звена 4 и 5, затем группы звеньев 2,3 и заканчиваем силовым расчетом ведущего звена 1.

3.3.5.2.1. Силовой расчет группы Ассур с вращательно-поступательными кинематическими парами (Рисунок 11)

Определяем все внешние силы, действующие на звенья группы 4,5. К звену 5 приложены: $\vec{P}_5$ - сила полезного сопротивления; $\vec{G}_5$ - силы тяжести звена; $\vec{\Phi}_5$ - сила инерции звена; нормальная реакция $\vec{R}_{O_5}$ со стороны стойки на ползун. К звену 4 приложены: $\vec{G}_4$ - силы тяжести звена; $\vec{\Phi}_4$ - сила инерции звена, приложенная в центре инерции T_4 звена. Реакцию со стороны третьего звена на четвертое $\vec{R}_{34}$ разложим на две взаимно перпендикулярные составляющие: горизонтальную - $\vec{R}_{34}^H$ и вертикальную - $\vec{R}_{34}^B$.

На группу действует плоская произвольная система сил. Три неизвестные $\vec{R}_{O_5}$, $\vec{R}_{34}^H$, $\vec{R}_{34}^B$ определим, составив уравнение равновесия плоской произвольной системы сил. Составим уравнение моментов всех сил относительно точки В.

$$\sum M_B = 0; -P_5 \cdot h_1 - \Phi_5 \cdot h_2 - G_5 \cdot h_3 + R_{O,5} \cdot h_4 - G_4 \cdot h_5 + \Phi_4 \cdot h_6 = 0;$$

$$R_{O5} = \dots, H.$$

Давления $\overrightarrow{R_{34}^\Gamma}$ и $\overrightarrow{R_{34}^B}$ найдем, построив план сил согласно векторному уравнению равновесия:

$$\overrightarrow{R_{34}^\Gamma} + \overrightarrow{\Phi_4} + \overrightarrow{G_4} + \overrightarrow{G_5} + \overrightarrow{\Phi_5} + \overrightarrow{P_5} + \overrightarrow{R_{O5}} + \overrightarrow{R_{34}^B} = 0 \text{ в масштабе } \mu_p = \dots, \frac{H}{\text{мм}}, \text{ откладывая}$$

векторы сил в порядке, указанном в уравнении. Векторы, подчеркнутые двумя чертами, известны по величине и направлению, одной чертой – известны по направлению.

Начинаем построения многоугольника сил из произвольной точки О чертежа, откладывая $\overrightarrow{\Phi_4}$, заканчиваем вектором $\overrightarrow{R_{O5}}$. Затем из начала вектора $\overrightarrow{\Phi_4}$ проводим линию, параллельную $\overrightarrow{R_{34}^B}$, т. е. вертикальную линию, а из конца вектора $\overrightarrow{R_{O5}}$ линию, параллельную $\overrightarrow{R_{34}^\Gamma}$, т. е. горизонтальную линию до пересечения. Получаем замкнутый многоугольник сил, из которого определяем истинные направления реакций $\overrightarrow{R_{34}^\Gamma}, \overrightarrow{R_{34}^B}, \overrightarrow{R_{34}}$ и их величину, замеряя длины полученных отрезков и умножая их на масштаб плана сил:

$$R_{34}^\Gamma = \dots, H; \quad R_{34}^B = \dots, H; \quad R_{34} = \dots, H.$$

Для более точного определения неизвестных сил составляем аналитические уравнения равновесия в соответствии с условиями равновесия:

$$\sum X = 0; \sum Y = 0.$$

Давление в кинематическое паре 4-5 R_{45} определяем из условия равновесия ползуна 5: $\overrightarrow{G_5} + \overrightarrow{\Phi_5} + \overrightarrow{P_5} + \overrightarrow{R_{O5}} + \overrightarrow{R_{45}} = 0$. Для чего на плане сил соединяем начало вектора $\overrightarrow{G_5}$ с концом вектора $\overrightarrow{R_{O5}}$ $R_{4,5} = \dots, H$.

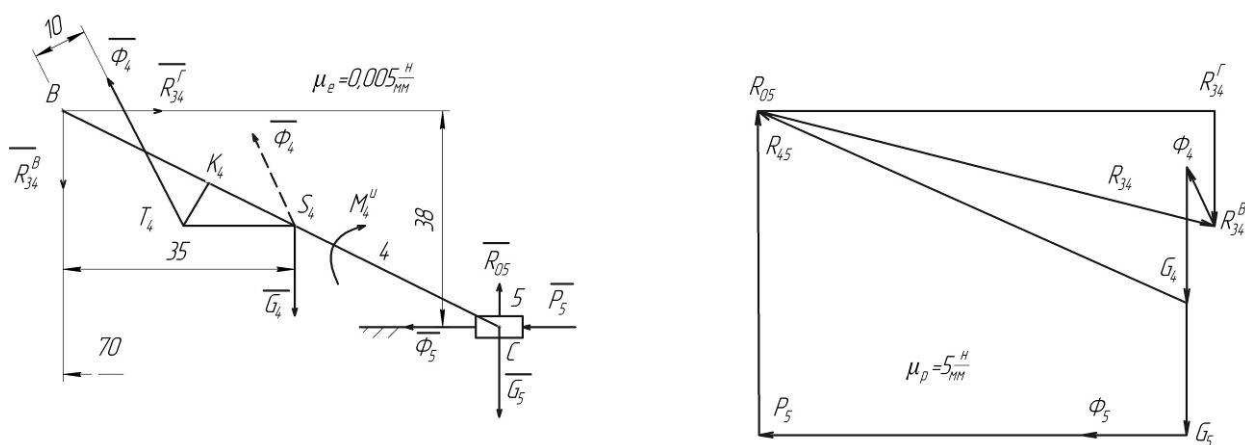


Рисунок 11 – Расчетная схема нагружения и план сил группы звеньев 4,5.

3.3.5.2.2. Силовой расчет группы Ассура с вращательными кинематическими парами

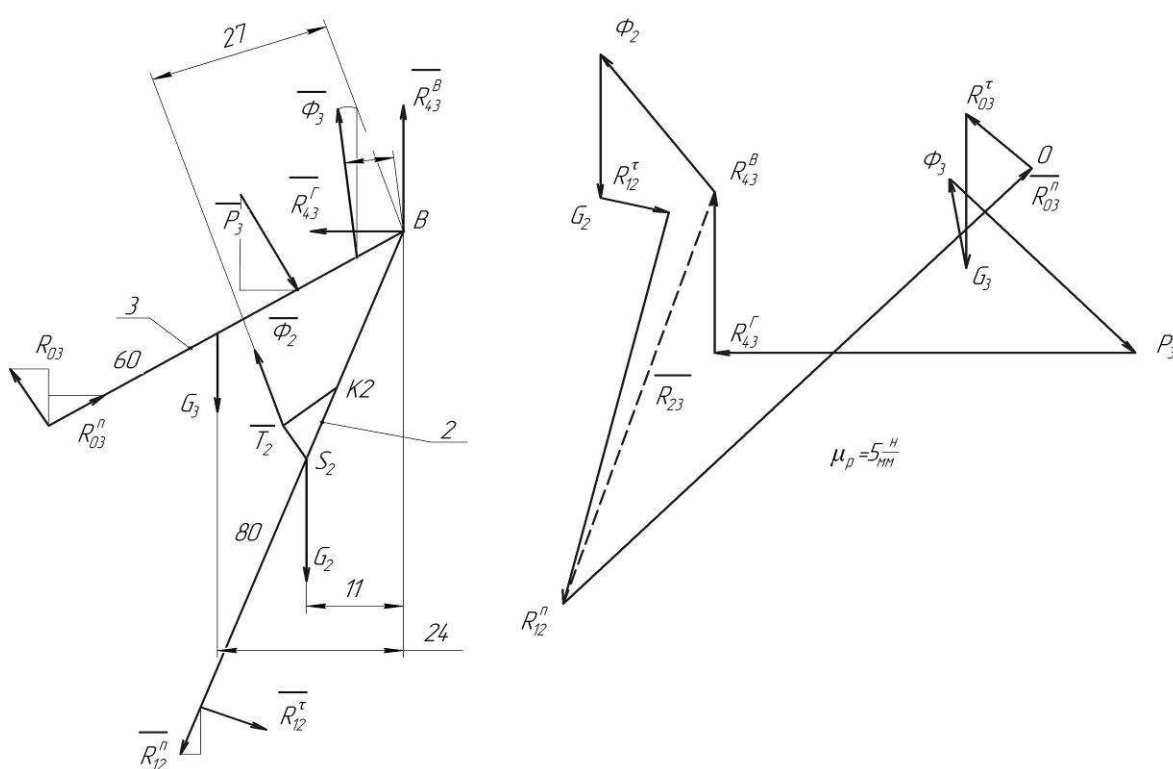


Рисунок 12 – Расчётная схема нагружения и план сил группы звеньев 2,3.

На группу действуют следующие силы: $\vec{G}_2$, $\vec{G}_3$ - силы тяжести звеньев; $\vec{\Phi}_2$, $\vec{\Phi}_3$ - равнодействующие силы инерции точек звеньев, приложенные в центре инерции T_2 и в центре качания K_3 соответственно; реакция $\vec{R}_{43}$,

равная по величине известной реакции $\overrightarrow{R_{34}}$, но противоположно ей направленная; а также реакции шарниров $O_2 - \overrightarrow{R_{O_2}}$ и $A - \overrightarrow{R_{12}}$, которые раскладываем на нормальные $\overrightarrow{R_{12}^n} \parallel AB$ и $\overrightarrow{R_{O_2}^n} \parallel BO_2$ и тангенциальные $\overrightarrow{R_{12}^t} \perp AB$ и $\overrightarrow{R_{O_2}^t} \perp BO_2$ составляющие.

Составляем уравнения равновесия сил в виде суммы моментов всех сил, действующих на звенья 2 и 3 относительно точки В.

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{O_3}^t \cdot 60 + G_3 \cdot 24 + P_3 \cdot 15 - \Phi_3 \cdot 9 = 0;$$

(OB_1)

$$\sum M_B = 0; \quad R_{12}^t \cdot 80 + G_2 \cdot 11 - \Phi_2 \cdot 27 = 0;$$

(AB)

$$R_{O_3}^t = \frac{24 \cdot G_3 + 15 \cdot P_3 - 9 \cdot \Phi_3}{60} = \dots, \text{ Н};$$

$$R_{12}^t = \frac{27 \cdot \Phi_2 - 11 \cdot G_2}{80} = \dots, \text{ Н}.$$

Давления $\overrightarrow{R_{O_3}^n}$ и $\overrightarrow{R_{12}^n}$ найдем, построив план сил согласно векторному

уравнению равновесия группы в масштабе $\mu_p = 5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$,

$$\overrightarrow{R_{O_3}^n} + \overrightarrow{R_{O_3}^t} + \overrightarrow{G_3} + \overrightarrow{\Phi_3} + \overrightarrow{P_3} + \overrightarrow{R_{43}^t} + \overrightarrow{R_{43}^n} + \overrightarrow{\Phi_2} + \overrightarrow{G_2} + \overrightarrow{R_{12}^t} + \overrightarrow{R_{12}^n} = 0.$$

Из произвольной точки на чертеже откладываем вектор $\overrightarrow{R_{O_3}^t}$, затем последовательно пристраиваем векторы сил $\overrightarrow{G_3}, \overrightarrow{\Phi_3}, \overrightarrow{P_3}, \overrightarrow{R_{43}^t}, \overrightarrow{R_{43}^n}, \overrightarrow{\Phi_2}, \overrightarrow{G_2}, \overrightarrow{R_{12}^t}$, соблюдая последовательность, масштаб и направление. Далее из начала вектора $\overrightarrow{R_{O_3}^t}$ проводим линию параллельную BO_1 , а из конца вектора $\overrightarrow{R_{12}^t}$ линию параллельную AB , на пересечении которых получим точку, которая замыкая векторный многоугольник, из которого определяем направления реак-

ции $\overrightarrow{R_{03}^n}$, $\overrightarrow{R_{12}^n}$, $\overrightarrow{R_{02}}$, $\overrightarrow{R_{12}}$ и их величины, замеряя длины соответствующих отрезков и умножаем их на масштаб μ_p .

$$R_{03}^n = \dots, \text{Н}; \quad R_{12}^n = \dots, \text{Н}; \quad R_{02} = \dots, \text{Н}; \quad R_{12} = \dots, \text{Н}.$$

Более точные значения давлений $\overrightarrow{R_{03}^n}$, $\overrightarrow{R_{12}^n}$, $\overrightarrow{R_{02}}$, $\overrightarrow{R_{12}}$ найдем, записав уравнения равновесия сил в аналитической форме, используя условия: $\sum X = 0$; $\sum Y = 0$.

Давление в шарнире 2,3 является замыкающей стороной многоугольника, построенного на векторах сил, приложенных к звену 2.

$$R_{2,3} = \dots, \text{Н}.$$

3.3.5.2.3. Силовой расчет ведущего звена

На ведущее звено 1 действуют реакции $\overrightarrow{R_{12}}$ равная по модулю известной реакции $\overrightarrow{R_{12}^n}$, но противоположная ей по направлению, уравнивающая сила $\overrightarrow{P_{yp}}$, создающая уравнивающий момент $M_{yp} = P_{yp} \cdot OA$, и реакция шарнира О - $\overrightarrow{R_O}$.

Уравнивающую силу определим из уравнения равновесия сил в виде суммы моментов всех сил относительно точки О.

$$\sum M_O = 0; \quad -R_{21}^n \cdot 35 + R_{21}^r \cdot 20 + P_{yp} \cdot 40 = 0. \quad \text{Откуда}$$

$$P_{yp} = \frac{35 \cdot R_{21}^n - 20 \cdot R_{21}^r}{40} = \dots, \text{Н}.$$

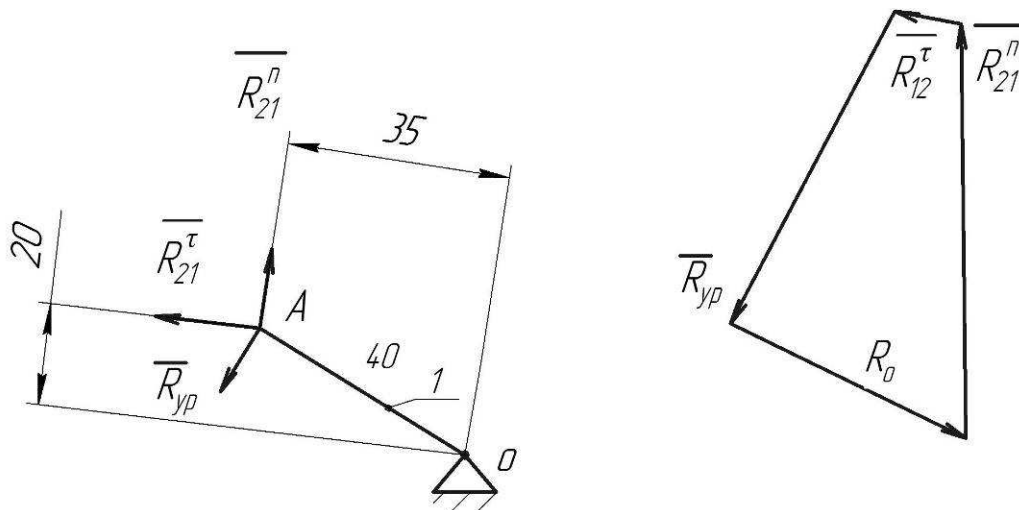


Рисунок 13 – Расчетная схема нагружения и план сил ведущего механизма

Для определения реакции в шарнире О составим векторное уравнение равновесия сил, действующих на ведущее звено:

$$\vec{R}_{21}^n + \vec{R}_{21}^\tau + \vec{P}_{yp} + \vec{R}_0 = 0.$$

Строим замкнутый многоугольник сил (Рисунок 13) в масштабе $\mu_p = 5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ из которого следует, что $R_0 = \dots, \text{Н}$

3.3.5.2.4. Определение уравнивающей силы с помощью рычага Н.Е. Жуковского

Для определения уравнивающей силы с помощью «рычага» Н.Е. Жуковского на план скоростей к соответствующим точкам векторов скоростей точек приложения сил прикладываем повернутые на 90° градусов в одном направлении все силы, действующие на звенья механизма.

Уравнивающую силу P_{yp} прикладывает в точке a перпендикулярно к вектору $\vec{pa}$, (Рисунок 13).

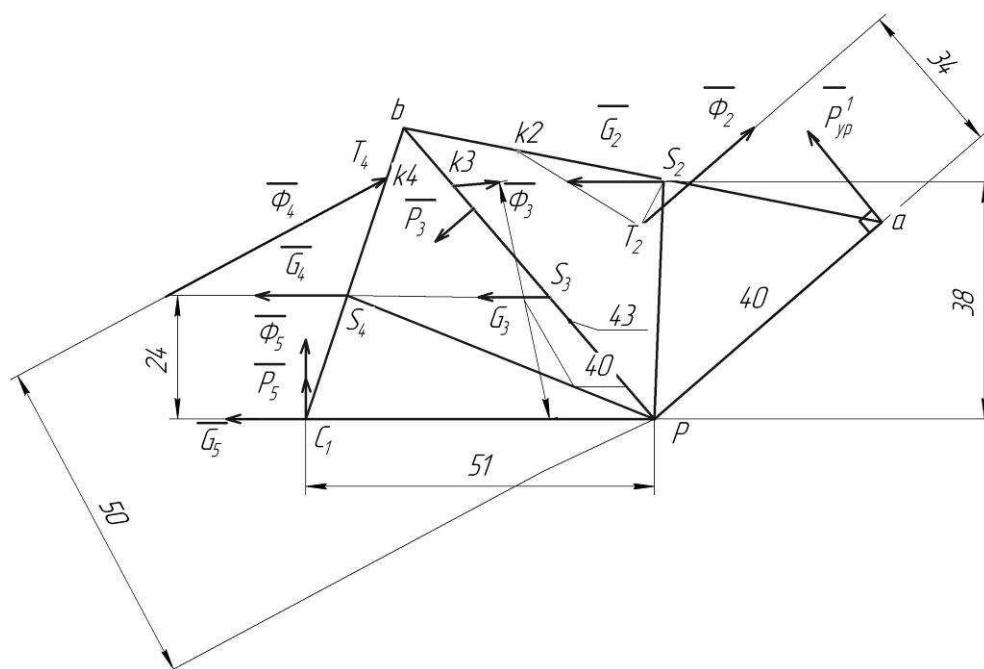


Рисунок 13 - Проверка методом Жуковского

Из уравнения равновесия «рычага» (плана скоростей) в виде суммы моментов всех сил относительно полюса плана скоростей P найдем величину уравновешивающей силы $P'_{ур}$.

$$\sum M_P = 0;$$

$$P'_{ур} \cdot 40 - \Phi_2 \cdot 34 + G_2 \cdot 38 - \Phi_3 \cdot 40 + G_3 \cdot 24 + P_3 \cdot 43 + G_4 \cdot 24 - \Phi_4 \cdot 50 - \Phi_5 \cdot 61 - P_5 \cdot 61 = 0.$$

Откуда

$$P'_{ур} = \dots, \text{Н}$$

3.3.5.2.5. Определение уравновешивающего момента

а) методом планов сил

$$M_{ур} = P_{ур} \cdot OA = \dots, \text{Нм}$$

б) методов «рычага» Н.Е. Жуковского

$$M'_{ур} = P'_{ур} \cdot OA = \dots, \text{Нм}$$

Сравним результаты определения уравнивающего момента, считая метод планов сил более точным, и определим погрешность

$$\delta = \frac{M_{yp} - M_{yp}^*}{M_{yp}} \cdot 100 = \dots \%$$

4.Синтез привода

4.1 Синтез эвольвентной зубчатой передачи

Синтез эвольвентной зубчатой передачи производится в следующей последовательности:

1. Производится определение коэффициентов смещения инструмента по таблицам или блокирующим контурам.
2. Производится расчет всех геометрических параметров зубчатых колес.

Масштаб построения выбирается таким образом, чтобы высота зуба на чертеже была не менее 45 мм. Эвольвентный профиль зубьев строится в соответствии с рекомендациями [1]. Вычерчиваются по 3 зуба на каждом колесе. Чертеж зацепления занимает площадь в 0,5...0,7 листа формата А1.

3. Производится расчет и вычерчивание кривых относительного скольжения зубьев. Показываются рабочие участки профилей зубьев, рабочая и теоретическая части линии зацепления, размеры диаметров всех окружностей, угол зацепления.

4.1.1. Построение эвольвентной зубчатой передачи

Исходными данными для расчета являются модуль зацепления и значения чисел зубьев зубчатого колеса и шестерни, а так же угол профиля зубчатой рейки ($\alpha_0 = 20^\circ$). Коэффициенты смещения для неравносместенного зацепления $\xi_{1,2}$ и коэффициент обратного смещения ψ определяются с помощью блокирующего контура (Приложение В) или специальных таблиц (Приложение Г). Коэффициент высоты зуба $f_0 = 1$, коэффициент радиального зазора $c'_0 = 0.25$.

Коэффициент a отклонения межцентрового расстояния определяем по формуле $a = \xi_c - \psi$.

Монтажный угол зацепления определяется с помощью специальной номограммы (Приложение Б).

Остальные параметры зацепления определяются расчетом по следующим формулам:

Шаг зацепления $P = m\pi$.

Радиусы делительных окружностей: $r_{di} = \frac{mz_i}{2}$.

Толщина зуба по делительной окружности $S_{di} = 0,5P + 2\xi_i \cdot m_{II} \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$.

Радиусы окружностей впадин: $R_{ii} = r_{di} - m(f_0 + c'_0 - \xi_i)$.

Межцентровое расстояние: $A = m(\frac{z_c}{2} + a)$.

Радиусы начальных окружностей: $r_i = r_{di} \cdot (1 + \frac{2a}{z_c})$.

Глубина захода зубьев: $h_3 = (2f_0 - \psi) \cdot m$.

Высота зуба $h = h_3 + c'_0 \cdot m$.

Радиусы окружностей выступов: $R_{ei} = R_{ii} + h$.

Масштаб построения $\mu_l = \frac{h}{50}, \frac{м}{мм}$.

Построение производится в следующей последовательности:

- Откладывается межцентровое расстояние $O_1O_2 = A$.
- Откладывается радиус начальной окружности $O_1P=r_1$, что соответствует положению полюса зацепления Р.
- Через полюс зацепления Р проводим горизонтальную линию и, откладывая от неё значение монтажного угла зацепления, получаем линию зацепления.

- Проводим перпендикуляры из центров колес к линии зацепления, получаем длину теоретического участка линии зацепления $g = B_1B_2$.
- Разбиваем отрезки B_1P и B_2P на 4 равные части.
- Отступая от точек B один участок проводим дугу через полюс зацепления P и получаем точку P_0 на основной окружности.
- Разбиваем дуги B_1P_0 и B_2P_0 на 4 равные части.
- Строим симметрично, относительно восстановленных нами перпендикуляров, по 4 отрезка и дуги в каждую сторону соответственно.
- Проводим касательные к построенным точкам на основных окружностях и откладываем на них расстояния, измеренные на линии зацепления от соответствующих точек до полюса зацепления.
- Соединяем полученные концы отрезков кривой, которая является эвольвентой основной окружности.
- Ограничим высоту зуба окружностями впадин и выступов.
- Проведем делительные окружности, отложим на них делительные толщины зубьев и построим симметрично осевой линии зуба недостающие боковые поверхности.
- Отложим по делительной окружности шаг зацепления в двух противоположных направлениях и построим 2 копии зуба каждого из колес.

Таким образом, у нас получается готовая картина зацепления с 3 зубьями на каждом из колес (Пример построения изображен в Приложении Ж).

4.1.2. Построение диаграмм относительного движения

Теоретическую линию зацепления разбиваем на 10 равных участков. Отмечаем соответствующие точки на линии, параллельной линии зацепле-

ния. На перпендикулярах, восстановленных в этих точках к линии, параллельной линии зацепления, отмечаем соответствующие значения коэффициента относительного скольжения:

$$\lambda_{2,1}(x) = 1 + u_{1,2} - \frac{u_{1,2}g}{x}, \text{ где } g - \text{длина участка теоретического зацепле-}$$

ния, передаточное отношение $u_{1,2} = \frac{z_2}{z_1}$.

$$\lambda_{1,2}(x) = 1 + u_{2,1} - u_{2,1} \frac{g}{g - x}, \quad u_{2,1} = \frac{z_1}{z_2}.$$

Максимальное значение коэффициента относительного скольжения единица, поэтому для построения диаграмм эти значения увеличивают в 20-30 раз. Построенные таким образом диаграммы переносят на боковые поверхности зубьев соответствующих зубчатых колес (Пример построения изображен в Приложении Ж).

4.2 Синтез планетарной передачи

Планетарная передача – передача, некоторые звенья которой совершают сложное движение: относительное вращение вокруг собственной геометрической оси и переносное вращение вокруг общей геометрической оси.

Пример 1 – двухступенчатая планетарная передача с двумя внешними зацеплениями (тип АА) .

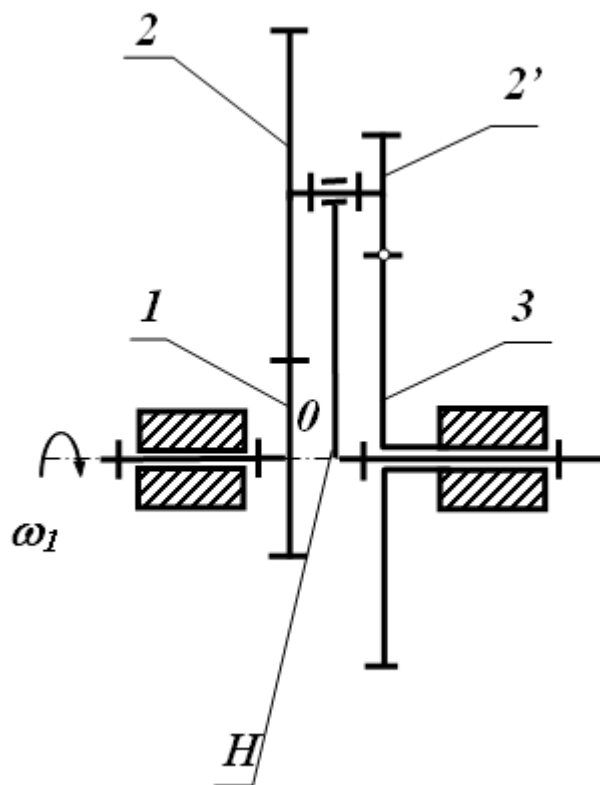


Рисунок 14 - двухступенчатая планетарная передача с двумя внешними зацеплениями

Звено 1 - солнечная шестерня;

Звено 2,2' – блок сателлитов;

Звено 3 – коронная шестерня;

Звено Н – водило.

Планетарные соосные цилиндрические зубчатые передачи относятся к третьему семейству и имеют степень подвижности, равную единице.

Внешнее зацепление обозначают А, внутреннее – І.

Синтез планетарной передачи сводится к подбору чисел зубьев колес передачи в зависимости от заданных передаточного отношения и ограничений, связанных с геометрией передачи.

Пример 2 – двухступенчатая планетарная передача с внешним и внутренним зацеплениями (тип АІ).

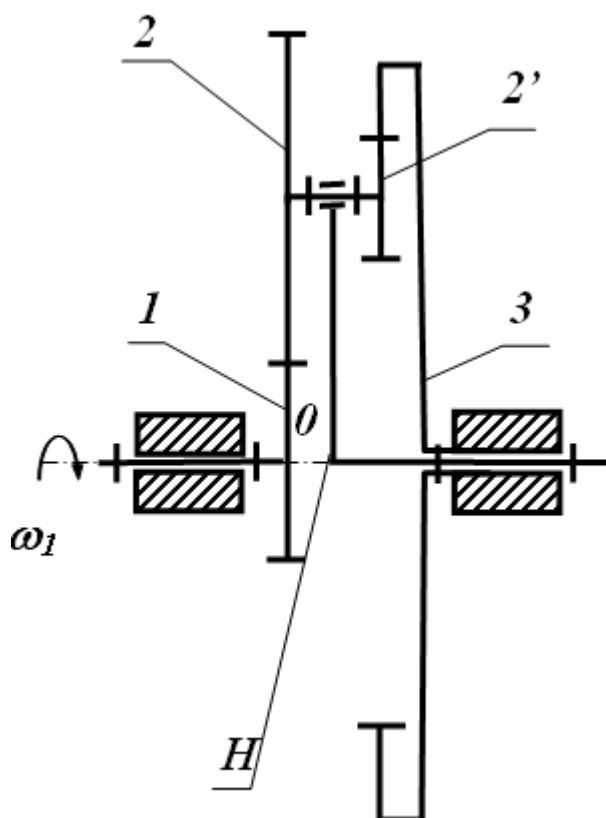


Рисунок 15 – двухступенчатая планетарная передача с внешним и внутренним зацеплениями

Схема планетарной передачи размещается на листе с эвольвентным зацеплением. Рядом со схемой чертят план линейных скоростей и план угловых скоростей, по которому определяют передаточное отношение редуктора и сравнивают его значение с рассчитанным.

4.2.1. Подбор чисел зубьев соосных планетарных цилиндрических зубчатых передач

При подборе чисел зубьев необходимо выполнить следующие условия:

1. Условие соосности, при выполнении которого коронная шестерня, солнечная шестерня и водило должны иметь общую геометрическую ось.
2. Условие сборки – при этом необходимо обеспечить зацепление блока сателлитов с коронной и солнечной шестернями.
3. Условие соседства – при этом смежные блоки сателлитов не должны касаться друг друга в процессе работы передачи.

4. Необходимо выдержать заданную погрешность при определении передаточного отношения редуктора.

4.2.2. Пример подбора чисел зубьев для одноступенчатого редуктора типа АІ

Дано: схема, $U1, H; k$ – число блоков сателлитов; m .

Определить: z_1, z_2, z_3 .

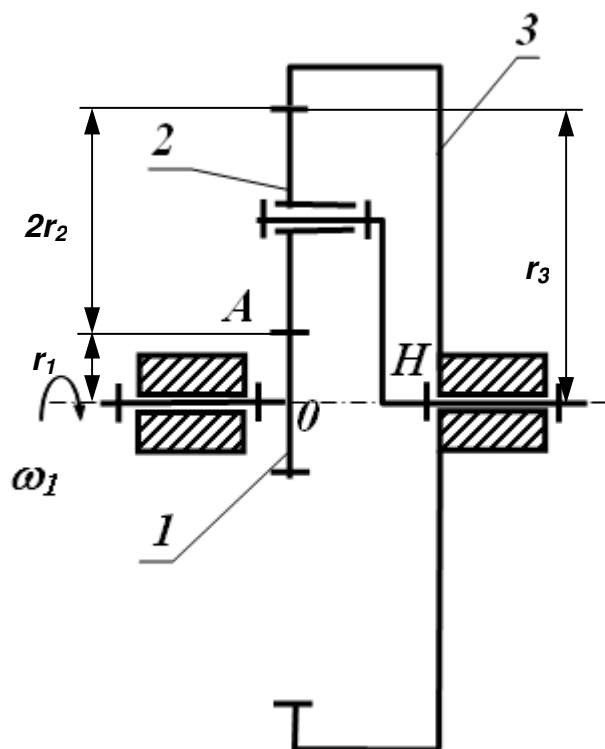


Рисунок 16 – расчетная схема для подбора чисел зубьев

r_1, r_2, r_3 – радиусы начальных окружностей

Решение.

Радиусы начальных окружностей определим по формуле: $r_i = \frac{mz_i}{2}$.

Условие соосности:

$$r_3 = r_1 + 2r_2;$$

$$2r_2 = r_3 - r_1.$$

Подставив в последнее соотношение соответствующие значения радиусов кривизны, получим:

$$2 \frac{mz_2}{2} = \frac{mz_3}{2} - \frac{mz_1}{2};$$

$$2z_2 = z_3 - z_1 \text{ - условие соосности}$$

Примечание – из полученного условия видно, что числа зубьев коронной и солнечной шестерен должно быть одновременно либо четное, либо нечетное.

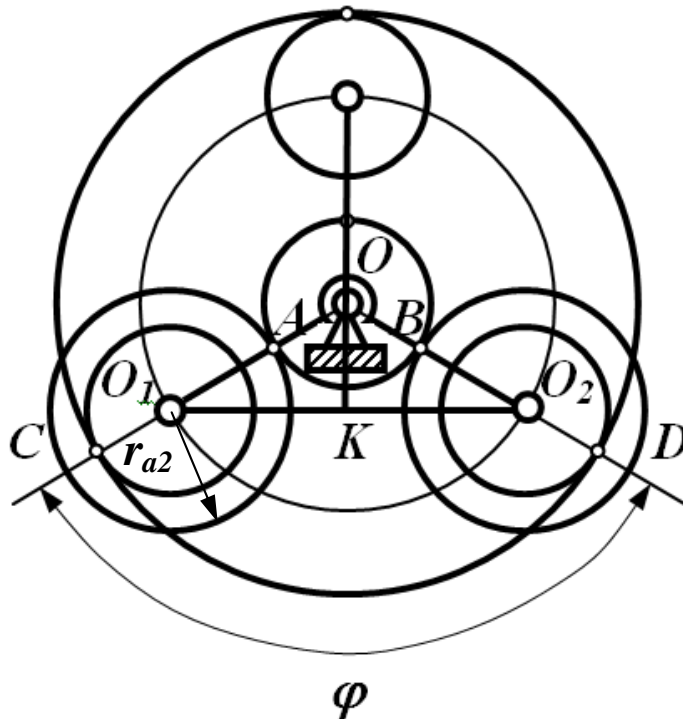


Рисунок 17 – расчетная схема для подбора чисел зубьев (вид сбоку)

2. При числе блоков сателлитов k длины дуг контакта блока сателлитов с солнечной и коронной шестернями соответственно:

$$\bar{S}_{AB} = \frac{z_1 \cdot P}{k} = n_1 P + m_1;$$

$$\bar{S}_{CD} = \frac{z_3 \cdot P}{k} = n_3 P + m_3;$$

n – целое частного от деления,

m – остаток меньше шага,

P – шаг зацепления.

$$z_1 = \left(n_1 + \frac{m_1}{P} \right) \cdot k;$$

$$z_3 = \left(n_3 + \frac{m_3}{P} \right) \cdot k;$$

$$z_1 + z_2 = \left(n_1 + n_3 + \left(\frac{m_1 + m_3}{P} \right) \right) \cdot k;$$

$z_1 + z_2 = C \cdot k$ - условие сборки, где C – целое число.

Примечание – из полученного условия видно, что сумма чисел зубьев коронной и солнечной шестерен должна нацело делиться на число блоков сателлитов.

3. Условие соседства.

Радиус окружности выступов: $r_{a_2} = \frac{mz_2}{2} + h_a^* \cdot m$;

Условие соседства будет выполнено, если будет удовлетворено соотношение: $l_{O_1O_2} > 2r_{a_2}$.

При числе блоков сателлитов k :

$$\angle O_1OO_2 = \frac{2\pi}{k}; \angle O_1OK = \frac{\pi}{k};$$

$$\square O_1OK : l_{O_1O_2} = 2l_{O_1K} = 2l_{O_1O} \cdot \sin \frac{\pi}{k};$$

$$l_{O_1O} = r_2 + r_1 = \frac{m}{2}(z_2 + z_1);$$

$$l_{O_1O_2} = 2 \cdot \frac{m}{2}(z_2 + z_1) \cdot \sin \frac{\pi}{k};$$

$$m(z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{k} > m \left(\frac{z_2}{2} + h_a^* \right);$$

$$\underline{(z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_2}{2} + h_a^*} \text{ - условие соседства.}$$

4. По найденным числам зубьев определяют передаточное отношение по формуле Виллиса:

$$U_{1,H}^1 = 1 - \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(\frac{z_3}{z_2} \right) = 1 + \frac{z_3}{z_1};$$

Далее определяют относительную погрешность:

$$\delta\% = \frac{(U_{1,H} - U_{1,H}^1)}{U_{1,H}} \cdot 100\%.$$

4.2.3. Кинематическое исследование планетарного редуктора

Кинематическое исследование планетарного редуктора может быть произведено аналитическим, графическим и табличным методами. В курсовой работе (проекте) требуется применить графический метод кинематического исследования планетарной передачи.

Данный метод основан на построении планов (картин) линейных и угловых скоростей.

По подобранным числам зубьев рассчитываем начальные радиусы начальных окружностей звеньев. Строим схему механизма в масштабе μ_1 .

Правее схемы механизма проводим вертикальную прямую, соответствующую нулевому значению линейных скоростей. Напротив точки А контакта 1 и 2 звеньев откладываем отрезок ab произвольной длины.

Окружная скорость точки контакта 1 и 2 звеньев: $v_{A_{1,2}} = \omega_1 \cdot r_1$;

Масштаб плана скоростей: $\mu_v = \frac{v_{A_{1,2}}}{ab}$;

Через точки О и b проводим v линию. v линией соединим точку, соответствующую точке контакта неподвижной шестерни с блоком сателлитов и точку b. Проводим горизонтальную линию через ось блока сателлитов, получаем отрезок cd , ограниченный v линией. Данный отрезок соответствует линейной скорости оси блока сателлитов. Соединим точки О и d v линией. План скоростей построен.

Для построения плана чисел оборотов на продолжении вертикальной линии откладываем точку L. Проводим через неё линии, параллельные v линиям. На любом расстоянии выше точки L откладываем точку K, через которую проводим горизонтальную прямую. Обозначаем точки пересечения в соответствие с обозначениями звеньев.

Определяем масштаб плана чисел оборотов:

$$\mu_n = n_1 / K - 1, \text{ об/м /мм.}$$

Определяем передаточное отношение редуктора:

$$U_{1,H}^{\text{геом}} = K - 1 / K - H.$$

Определяем погрешность графического метода:

$$\delta = \frac{U_{1,H}^{geom} - U_{1,H}}{U_{1,H}^{geom}} \cdot 100\%.$$

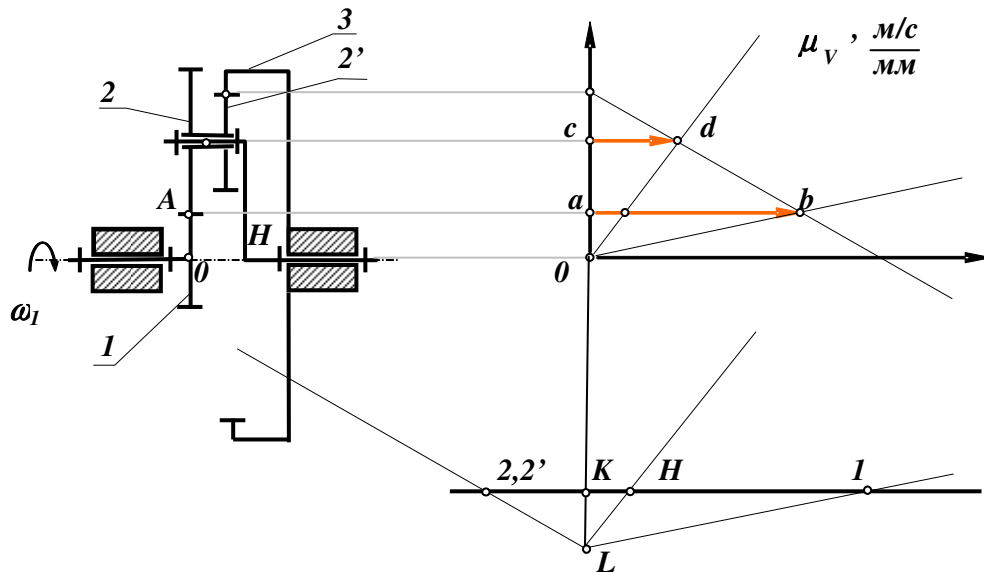


Рисунок 18 – Кинематическое исследование планетарной передачи

5. Синтез кулачкового механизма

Исходными данными синтеза являются: фазовые углы кулачка, угол передачи движения, ход толкателя или максимальный угол поворота коромысла, длина коромысла, вид диаграммы аналога ускорения (в зависимости от типа механизма).

5.1 Графическое интегрирование функции аналога ускорения

(на примере кулачкового механизма с коромыслом (Приложение И)).

Построим диаграмму движения ведомого звена коромысла O_4C , исходя из заданной диаграммы

$$\frac{d^2\beta}{d\varphi} = \frac{d^2\beta}{d\varphi}(\varphi).$$

Интегрируя графически диаграмму $\frac{d^2\beta}{d\varphi} = \frac{d^2\beta}{d\varphi}(\varphi)$, получаем график

$$\frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{d\beta}{d\varphi}(\varphi).$$

Задаемся полюсным расстоянием H_1 . Интегрируя таким же образом

диаграмму $\frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{d\beta}{d\varphi}(\varphi)$, получаем $\beta = \beta(\varphi)$. Полюсное расстояние H_2 .

Определяем масштабы углового перемещения коромысла O_4C

$$\mu_\beta = \frac{\beta \max}{6-6'} \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

Масштаб оси абсцисс диаграмм движения толкателя

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_p}{0-13} \frac{\text{рад}}{\text{мм}}, \text{ где } \varphi_p = \varphi_y + \varphi_\delta + \varphi_\epsilon.$$

Масштаб оси ординат диаграммы аналога скорости

$$\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} = \frac{\mu_\beta}{H_1 \cdot \mu_\varphi} \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

Масштаб оси ординат диаграммы аналога ускорения

$$\mu_{\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}}}{\mu_\varphi \cdot H_2} \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

5.2 Определение минимального радиуса кулачка

(Пример в приложении И)

Из произвольной точки O_4 проводим дугу окружности радиусом, равным длине коромысла l_{O_4C} , мм. На дуге отмечаем точку C_0 , начальное положение центра ролика коромысла, от которой откладываем величину хода центра ролика $\beta \max$. На лучах, представляющих собой крайние положения центра ролика, откладываем дополнительно 100 мм. От полученной точки откладываем прямую K_0K_6 . Лучи $O_4K_1, O_4K_2, \dots, O_4K_{12}$ представляют собой мгновенные положения коромысла при его перемещении в соответствии с заданным законом движения, а точки пересечения этих лучей с дугой C_0C_{12} определяют положения центра ролика.

На лучах $O_4K_1, O_4K_2, \dots, O_4K_{12}$ от точек пересечения их с дугой C_0C_6 от-

кладываем отрезки, равные:

$$z_i = y \cdot \mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} \cdot \frac{l}{\mu_l}.$$

Минимальный радиус кулачка $\rho_{\min} = l_{OC_0}$.

5.3 Построение профиля кулачка

(Пример в Приложении И)

Профилирование проводим методом обращения движения. Строим треугольник $O_4O_3C_0$. Радиусом O_4C_0 проводим дугу, соответственно разбивая на части $C_0, C_1, \dots, C_6$. В сторону, противоположную вращению кулачка, откладываем углы $\varphi_y, \varphi_\delta, \varphi_\epsilon$. Дуги, стягивающие отмеченные углы, делим на части $O_41' = 1' - 2' = \dots 11 - 12$. Из точек $1', 2', \dots, 12$ проводим радиус равный длине O_4C_0 , делаем засечки на соответствующих дугах, проведенных из центра O_3 через точки деления дуги C_0C_6 . Соединив плавной кривой точки $C_0 1, 2 \dots 12$, получим центральный профиль кулачка. Практический профиль вычерчиваем как огибающую семейства дуг радиуса ролика, которые проведены из центров, расположенных на центральном профиле кулачка.

Радиус ролика должен быть меньше минимального радиуса кривизны центрального профиля кулачка. Радиус наибольшей кривизны центрального профиля кулачка определяем следующим образом. Из средней точки участка наибольшей кривизны описываем окружность произвольного радиуса. Отмечаем точки пересечения этой окружности с профилем кулачка и из них описываем новые окружности тем же радиусом. Через точки взаимного пересечения описанных окружностей проводим прямые до пересечения их в точке О, которую можно принять за центр кривизны данного участка. Определяем величину минимального радиуса кулачка. Принимаем радиус ролика менее 80% от ρ , мм.

6 ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА (РАБОТЫ)

Задание 1. ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ АВТОНОМНОЙ ЭЛЕКТРОУСТАНОВКИ

Двухтактный двигатель внутреннего сгорания приводит в движение электрогенератор, вырабатывающий электрический ток.

В кривошипно-ползунном механизме двигателя, состоящем из кривошипа 1, шатуна 2 и ползуна (поршня) 3 (рисунок 6.1, а), возвратно-поступательное движение поршня преобразуется во вращательное движение кривошипа. Рабочий цикл в цилиндре двигателя совершается за один оборот коленчатого (кривошипного) вала. Изменение давления в цилиндре в зависимости от положения поршня показано на индикаторной диаграмме (рисунок 6.1, б). Фазы индикаторной диаграммы: *ac* — сжатие горючей смеси, *czv* — сгорание и расширение продуктов сгорания, *bda* — выхлоп и продувка. Кулачковый механизм с тарельчатым толкателем 5 предназначен для управления выхлопным клапаном 6, через который производится очистка цилиндра от продуктов сгорания. Кулачок 4, закрепленный на одном валу с зубчатым колесом z_6 , получает вращение через зубчатую передачу $z_4 - z_5 - z_6$, причем $z_4 = z_6$. Колесо 24 установлено на кривошипном валу, который через повышающий планетарный механизм 7 (мультипликатор) приводит во вращение вал электрогенератора 8. Для получения требуемой равномерности движения на кривошипном валу закреплен маховик 9. Циклограмма механизмов показана на рис. 1, в. Исходные данные приведены в таблице 1, а, а данные для построения индикаторной диаграммы – в таблице 6.1, б.

Таблица 6.1 а

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ход поршня S , м	0,09	0,1	0,11	0,12	0,13	0,09	0,1	0,11	0,12	0,13
Максимальный угол давления между шатуном 2 и ползуном 3 $v_{\max}$, град	15,5	14,5	16	16,5	15	14,5	15	14,5	15	14,5
Средняя скорость поршня $v_{\text{ср}}$, м/с	7,5	8,0	8,43	8,8	9,1	6,9	7,33	7,7	8,0	8,23
Максимальное давление в цилиндре $p_{\max}$, МПа	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	3,0	3,2	3,5	3,8	4,0

Момент инерции вращающихся масс электрогенератора (с учетом приведенных моментов инерции зубчатых колес) $I_{ЭГ}$, кг·м ²	0,01	0,02	0,01	0,02	0,01	0,02	0,01	0,02	0,01	0,02
Частота вращения электрогенератора $n_{ЭГ}$, об/мин	8750	8880	8970	9240	9240	8740	7920	8400	8200	8170
Ход толкателя кулачкового механизма h , м	0,015	0,012	0,01	0,015	0,012	0,01	0,012	0,015	0,01	0,012
Номер закона движения толкателя*:										
при подъеме	7	16	2	3	2	4	5	6	7	6
при опускании	1a	3	4	5	5	5	4	3	2	7
Число зубьев колес:										
$z_4 = z_6$	14	20	23	26	18	19	20	24	19	23
z_5	11	12	13	14	15	12	13	14	15	16
Число сателлитов в планетарном механизме k	3	4	3	3	5	4	3	3	4	4

Таблица 6.1 б

Перемещение поршня S_i/S (в долях хода S)	Давление газа P_i/P_{max}		Перемещение поршня S_j/S (в долях хода S)	Давление газа P_j/P_{max}	
	(в долях P_{max}) при движении поршня			(в долях P_{max}) при движении поршня	
	вниз	вверх		вниз	вверх
0	0,8	0,8	0,5	0,13	0,03
0,02	1,0	0,5	0,6	0,1	0,02
0,05	0,79	0,35	0,7	0,08	0,01
0,1	0,55	0,22	0,8	0,06	0,003
0,2	0,34	0,12	0,9	0,02	
0,3	0,23	0,08	1,0	0	0
0,4	0,17	0,05			

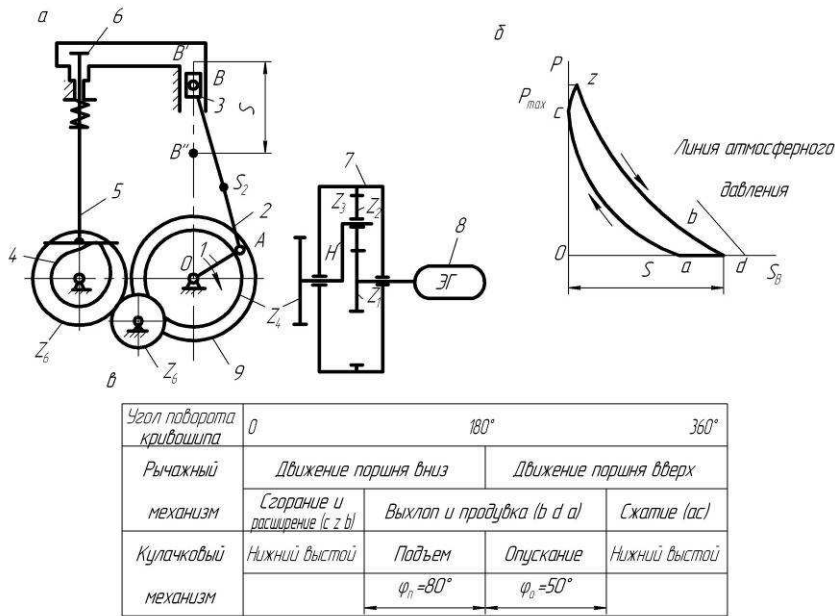


Рисунок 6.1.

Для всех вариантов принять: 1) $l_{AS2} = \frac{1}{3} l_{AB}$. Диаметр поршня $d_n = 1,5 l_{OA}$; 2) массы звеньев: $m_2 — q l_{AB}$, где $q = 10$ кг/м, $m_3 = 0,75 m_2$, $m_1 = m_3$. Масса толкателя $m_T = 10h$ кг; 3) моменты инерции звеньев: $l_{S1} = 0,3 m_1 l_{OA}^2$; $l_{S2} = 0,17 m_2 l_{AB}^2$; 4) коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta = 0,01$; 5) расчетный модуль зубчатых колес $m = 2$ мм.

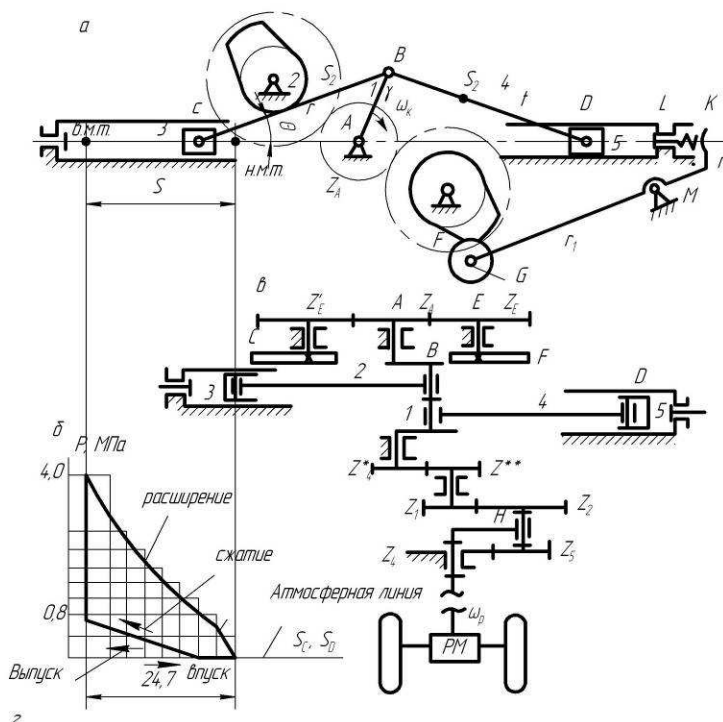
Задание 2. МАЛОЛИТРАЖНЫЙ АВТОМОБИЛЬ С ДВУХЦИЛИНДРОВЫМ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Шестизвенный рычажный кривошипно-ползунный механизм двигателя внутреннего сгорания преобразует возвратно-поступательное движение ползунов (поршней) 3 и 5 во вращательное движение кривошипа 1 (рисунок 6.2, а). Передача движения от поршней к кривошипу осуществляется через шатуны 2 и 4. Цикл движения поршней включает такты расширения, выпуска, впуска и сжатия (рисунок 6.2,б). Во время расширения взорвавшаяся в камере сгорания цилиндра рабочая смесь перемещает поршень из верхней мертвой точки (в.м. т) в нижнюю мертвую точку (н.м.т). В конце такта расширения открываются выпускные клапаны (кривошип не доходит до н.м.т на угол β_1), и газы удаляются из цилиндра в выпускную систему. Закрываются выпускные клапаны при повороте кривошипа на угол β_2 после н.м.т. Затем открываются впускные клапаны, которые закрываются при повороте кривошипа на угол β_2 после н.м.т. Работой всех клапанов управляет кулачковый (распределительный) вал, который вращается с угловой скоростью в два раза меньшей, чем кривошип ($u = z_E/z_A = 2$).

Таблица 6. 2

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Рычажный механизм</i>										
Диаметр поршня d , м	0,07	0,072	0,063	0,075	0,074	0,066	0,077	0,066	0,066	0,07
Отношение хода поршня к его диаметру S/d	0,91	1,0	1,0	0,88	0,82	1,06	0,83	0,94	1,0	1,0
Максимальный угол давления $\nu_{\max}$, град	10,05	9,62	11,53	8,88	10,50	12,88	11,00	13,57	12,20	11,53
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ	1/80	1/100	1/75	1/120	1/95	1/90	1/110	1/120	1/100	1/95
<i>Зубчатая передача</i>										
Частота вращения карданного вала n_r , об/мин	500	600	400	700	750	600	1500	550	1000	2000
Передаточное отношение между кривошипом и карданным валом $u_{кр}$	7,2	6,9	10,0	5,8	5,4	7,0	2,6	8,0	4,2	2,4
Число зубьев колес z^* , z^{**}	18;24	13;23	20;32	18;29	17;18	18;28	13;13	18;25	11;14	18;2
Число сателлитов в планетарной передаче k	4	3	3	4	3	3	4	3	3	4
Приведенный к водилу момент инерции трансмиссии $I_{\text{пр}}$, кг · м ²	0,103	0,095	0,2	0,067	0,058	0,098	0,041	0,128	0,035	0,04
<i>Кулачковый механизм</i>										
Угол качания коромысла ψ , град	24	22	18	20	22	24	18	20	22	20
Ход клапана $h \cdot 10^3$, м	6,8	9,2	9,5	9,5	9,0	9,0	7,8	8,5	8,0	7,5
Отношение плеч коромысла r_1/r_2	5,16	5,23	3,17	4,22	4,67	3,56	5,78	4,48	3,75	2,67
Углы опережения и запаздывания $\beta_1 \beta_2$, град	16;60	40;68	30;70	25,67	20;60	8;48	10;50	9,47	36;60	18,6
Номер закона движения толкателя при удалении и возвращении	3;7 0,170	4;1 0,23	5;2 0,24	6;3 0,24	7;4 0,22	1;6 0,2	2;7 0,19	7;3 0,21	1;5 0,2	2;6 0,15
Масса коромысла m_r , кг										

Привод ведущих колес осуществляется через коробку передач и редуктор заднего моста (РМ). Коробка передач содержит ступень внешнего зацепления $z^* — z^{**}$ и планетарную передачу $z_I — H$ (рисунок 6.2, в). Циклограмма машины показана на рисунке 6.2, г.



	1-й оборот кривошипа		2-й оборот кривошипа		
Положение С	в.м.т.	н.м.т.	в.м.т.	н.м.т.	в.м.т.
Левый цилиндр	Расширение	Выпуск	Впуск	Сжатие	
Впускной клапан	Закрит	β	Открыт	β	Закрит
Выпускной клапан		β	Открыт	β	Закрит
Правый цилиндр	Выпуск	Впуск	Сжатие	Расширение	
Впускной клапан		β	Открыт	β	Закрит
Выпускной клапан	Открыт	β	Закрит	β	Закрит

Рисунок 6.2

Исходные данные для проектирования приведены в таблице 6.2, г.

В расчетах принять: 1) массы звеньев шатунов 2 и 4 — $m_2 = m_4 = ql$, где $q = 10$ кг/м — масса 1 м звена; поршней 3 и 5 — $m_3 = m_5 = 0,3m_2$; кривошипа l — $m_1 = 5m_2$; 2) центры масс шатунов находятся в точках S_2 и S_4 с координатами $BS_2 = BS_4 = 0,35BC$; кривошип уравновешен; 3) моменты инерции относительно центров масс: у шатунов $I_S = I_{S4} = 0,17rn_2l^2$ у кривошипа $I_A = 0,33m_1r_1^2$, 4) максимальный угол давления в кулачковом механизме $\nu = 45$; 5) центр масс коромысла находится в точке S с координатой $SM = 0,5$ ($r_1 = r_2$) = 0,5 ($GM — MK$); 6) момент инерции коромысла относительно его оси

вращения M : $I_m = 0,33 (r_1^2 - r_1 r_2 + r_2^2) m_T$; 7) расчетный модуль зубчатых колес z_A и z_E принять $m = 2$ мм; 8) модуль зубчатых колес коробки передач определить по эмпирической формуле:

$$m = \sqrt[3]{0,1 M_{II}^C} \quad (1)$$

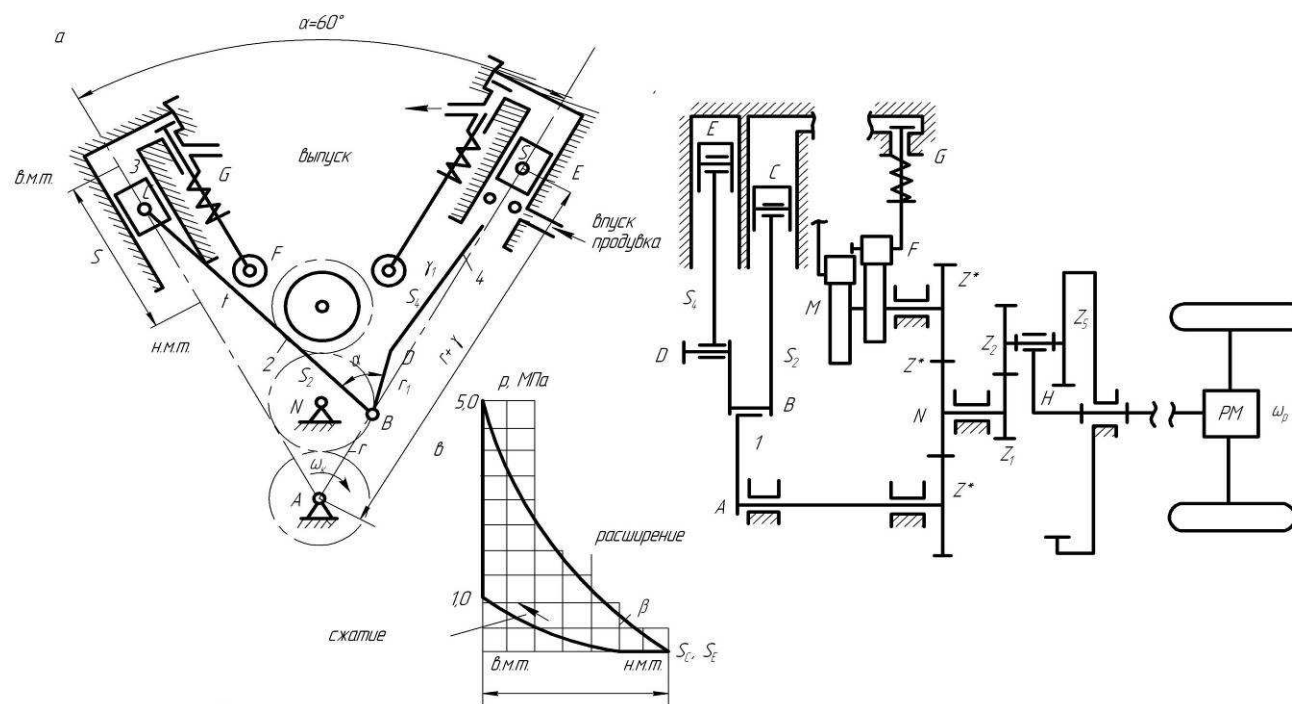
где M_{II}^C - приведенный к кривошипу момент сопротивления, Н · м.

Задание 3. АВТОБУС С V-ОБРАЗНЫМ ДВУХТАКТНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ПРИЦЕПНЫМ ШАТУНОМ

Шестизвенный V-образный рычажный кривошипно-ползунный механизм двигателя внутреннего сгорания автобуса преобразует возвратно-поступательное движение ползунов (поршней) 3 и 5 во вращательное движение кривошипа 1 (рисунок 6.3, а). Передача движения от поршней к кривошипу осуществляется через шатуны 2 и 4. В начале такта расширения (рисунок 6. 3, в) взорвавшаяся в цилиндре рабочая смесь перемещает поршень из в.м.т в н.м.т. В конце такта расширения открываются выпускные клапаны и продувочные окна и продукты горения удаляются из цилиндра в выхлопную систему. Продувка цилиндров начинается после поворота кривошипа от н.м.т на 60° (рисунок 6.3, з). После продувки цилиндра начинается второй такт — сжатие воздуха, который заканчивается взрывом впрыснутого в цилиндр топлива (рисунок 6.3, в).

Выпускные клапаны открываются толкателями кулачковых механизмов в указанные на циклограмме моменты времени. Кулачки и кривошип вращаются с одинаковой угловой скоростью.

Основной поток энергии от кривошипа передается на ведущие колеса автомобиля через коробку передач и редуктор заднего моста. Коробка передач состоит из ступени внешнего зацепления $z^*—z^{**}$ и планетарной передачи $z_1—H$ (рисунок 6.3, б).



Угол поворота кривошипа	0°	180°	180°	360°
Левый цилиндр	Расширение		Сжатие	
Правый цилиндр	сж		Расширение	
Левый клапан	0°	120°	Открыт	
Правый клапан	~180°		Открыт	
			240°	300°

Рисунок 6.3

Исходные данные для проектирования приведены в таблице 6.3.

При расчетах принять: 1) массы звеньев: шатунов 2 и 4 — $m_2=m_4=ql$, где $q=10$ кг/м; поршней 3 и 5 — $m_3 = m_5=0,3 m_2$. Массу кривошипа не учитывать; 2) центры масс шатунов расположены в точках S_2 и S_4 с координатами: $BS_2 = 0,35BC$ и $DS_4=0,35DE$; 3) момент инерции шатунов относительно центров масс: $I_S = ml^2/6$; 4) длину шатуна l_{DE} определить по построению (рисунок 3, а); 5) фазовые углы удаления и возвращения в кулачковом механизме $\varphi_y = \varphi_v = 60^\circ$. Угол дальнего стояния $\varphi_{д.с} = 0$; 6) максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме $\nu_{доп} = 30^\circ$; 7) модуль зубчатых колес определить по формуле (1).

Таблица 6.3

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Рычажный механизм</i>										
Ход поршня 3 S , м	0,16	0,165	0,17	0,175	0,18	0,185	0,19	0,195	0,2	0,2
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda=r/l$	1/3,3	1/3,7	1/3,4	1/4,0	1/3,56	1/3,6	1/3,2	1/3,8	1/3,5	1/3,2
Диаметр поршней d , м	0,14	0,156	0,148	0,152	0,15	0,158	0,16	0,17	0,16	0,75
Отношение выступа шатуна к радиусу кривошипа r_1/r	0,75	0,76	0,78	0,77	0,75	0,77	0,76	0,78	0,76	0,75
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ	1/160	1/180	1/180	1/200	1/150	1/160	1/150	1/200	1/200	1/150
<i>Зубчатая передача</i>										
Частота вращения карданного вала (и водила H) n , об/мин	140	240	160	250	150	200	120	210	330	180
Передаточное отношение планетарной передачи u_{IH}	9,0	5,1	13,8	3,9	11,2	6,9	13,0	5,25	13,33	8,0
Число зубьев колес z^* , z^{**}	18;30	17;3	23;30	13;24	14;25	23;45	13;15	21;40	40;24	16;30
Число сателлитов в планетарной передаче k	4	4	3	4	3	4	3	4	3	4
Приведенный к водилу момент инерции трансмиссии I_H , кг · м ²	4,5	1,62	6,48	1,037	8,0	3,645	4,5	2,0	1.280	4,5
<i>Кулачковый механизм</i>										
Ход толкателя h , м	0,011	0,015	0,01	0,014	0,015	0,01	0,012	0,016	0,011	0,009
Номер закона движения толкателя при удалении и возвращении	1а;5	1б; 6	2; 7	3; 1а	4; 2	5; 3	6; 4	7; 6	2; 7	7; 3
Масса толкателя m_T , кг	0,28	0,31	0,295	0,3	0,3	0,315	0,32	0,34	0,32	0,3

Задание 4. САМОХОДНОЕ ШАССИ С ДВУХТАКТНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Самоходное шасси с двухтактным двигателем внутреннего сгорания предназначено для перемещения грузов. Кривошипно-ползунный механизм 1-2-3 двигателя преобразует возвратно-поступательное движение поршня 3 во вращательное движение кривошипа 1 (рисунок 6.4, а).

Цикл движения поршня включает такты расширения (рисунок 6.4, в), когда взорвавшаяся в цилиндре рабочая смесь перемещает поршень из в.м.т в н.м.т (в конце такта открываются выпускные клапаны и продувочные окна цилиндра и продукты горения удаляются в выпускную систему), и такт сжатия, заканчивающийся взрывом впрыснутого в цилиндр топлива (рисунок 6.4, в). На кривошипном валу закреплен кулачок плунжерного насоса, при помощи которого осуществляется смазывание всех подвижных соединений двигателя (рисунок 6.4, д). Циклограмма машины показана на рисунок 6.4, з.

Передача движения на ведущие колеса шасси осуществляется через коробку передач и через редуктор заднего моста. Коробка передач состоит из планетарной передачи $z_I - H$ и ступени внешнего зацепления $z^* - z^{**}$ (рисунок 6.4, б).

Исходные данные приведены в табл. 6.4.

При расчетах принять: 1) масса звеньев: шатуна $BC - m_2 = ql$, где $q = 10$ кг/м; ползуна — $m_3 = 0,3 m_2$; кривошипа $AB - m_1 = 2m_2$; 2) центр масс шатуна в точке S_2 с координатой $BS_2 = 0,35BC$, кривошип уравновешен; 3) моменты инерции относительно центров масс: шатуна $I_{S_2} = 0,17m_2l_{BC}^2$ кривошипа $I_A = 0,33m_1l_{AB}^2$; 4) закон движения толкателя при удалении и возвращении — №5; 5) модуль зубчатых колес определять по формуле (1).



72

Таблица 6.4

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Рычажный механизм</i>										
Ход ползуна (поршня) S , м	0,094	0,17	0,26	0,26	0,094	0,15	0,1	0,115	0,12	0,17
Максимальный угол давления ν , град	12,88	13,16	14,50	13,55	11,80	12,05	12,60	11,57	12,30	11
Диаметр поршня d , м	0,085	0,13	0,19	0,19	0,085	0,11	0,075	0,10	0,09	0,15
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ	1/90	1/150	1/70	1/80	1/100	1/80	1/90	1/75	1/80	1/110
<i>Зубчатая передача</i>										
Частота вращения карданного вала (и шестерни) n_p , об/мин	240	50	150	150	210	250	100	300	200	390
Передаточное отношение между кривошипом и карданным валом $i_{k,p}$	-11,0	-14,4	-12,0	-10,0	-13,0	-9,6	-12,0	-9,0	-13,5	-7,0
Число зубьев колес z^* , z^{**}	11;22	21;36	19;36	20;32	20;39	16;30	13;15	18;30	23;45	20;28
Приведенный к карданному валу момент инерции трансмиссии I_p , кг·м ²	2,42	4,147	2,88	2,0	3,38	1,843	2,88	1,62	3,645	0,98
Число сателлитов в планетарной передаче k	4	3	3	5	3	4	4	3	3	4
<i>Кулачковый механизм</i>										
Ход толкателя h , м	0,036	0,042	0,048	0,054	0,06	0,036	0,042	0,048	0,054	0,06
Угол удаления φ_v , град	108	126	144	150	180	60	66	72	78	84
Угол дальнего стояния $\varphi_{д.с.}$, град	60	54	42	26	60	60	42	20	20	36
Угол возвращения φ_v , град	90	96	102	108	114	120	132	150	174	180
Масса толкателя m_T , кг	0,085	0,13	0,19	0,19	0,085	0,11	0,075	0,100	0,09	0,15

Задание 5. ГРУЗОВОЙ АВТОМОБИЛЬ С ЧЕТЫРЕХТАКТНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ

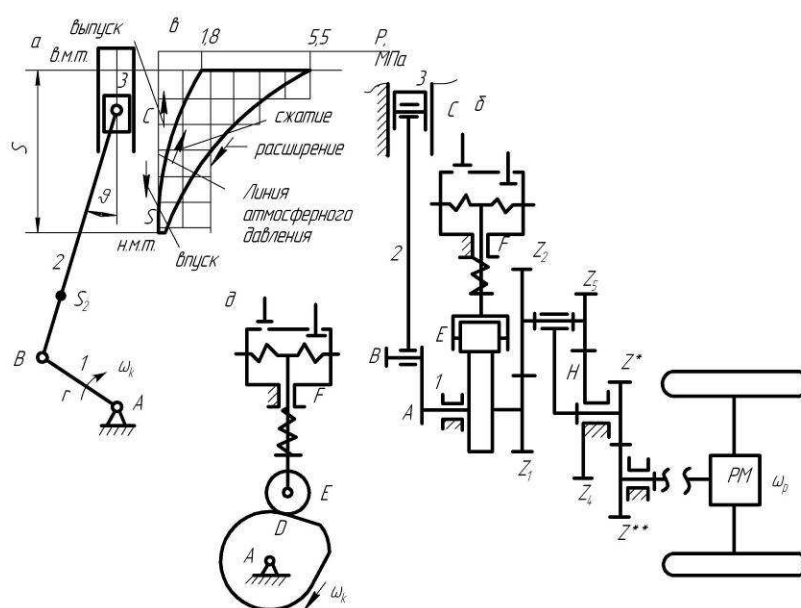
Основным механизмом двигателя внутреннего сгорания является кривошипно-ползунный механизм 1-2-3, который преобразует возвратно-поступательное движение ползуна (поршня) 3 во вращательное движение кривошипа 1. Передача движения от ползуна к кривошипу осуществляется через шатун 2 (рисунок 6.5, а). Цикл движения поршней включает такты расширения, выпуска, впуска и сжатия. Взорвавшаяся в камере сгорания рабочая смесь перемещает поршень из в.м.т в н.м.т. Отработавшие газы удаляются в выпускную систему. При впуске цилиндр заполняется чистым воздухом, который в такте сжатия сжимается до 1,8 МПа.

На кривошипном валу закреплен кулачок, толкатель которого приводит в действие диафрагму топливного насоса. Топливный насос осуществляет предварительное сжатие топлива и подачу его к форсункам цилиндров, через которые оно впрыскивается в цилиндр (рисунок 6.5, *д*).

Передача движения на ведущие колеса автомобиля осуществляется через коробку передач и редуктор заднего моста (рисунок 6.5, *б*). Коробка передач содержит планетарный редуктор $z_I—H$ и ступень внешнего зацепления $z^*—z^{**}$.

Согласование работы механизмов двигателя приведено на циклограмме (рисунок 6.5, *з*).

Исходные данные для проектирования – в таблице 6.5.



Положение	в.м.т.		н.м.т.	в.м.т.
Угол поворота кривошипа	0°		180°	360°
	360°		540°	720°
1-й оборот кривошипа	Расширение			Выпуск
2-й оборот кривошипа	Впуск			Сжатие
Фаза движения толкателя	Удаление	Дальнее состояние	Возвращение	Ближнее состояние

Рисунок 6.5

Таблица 6.5

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Рычажный механизм</i>										
Средняя скорость поршня $3 v_{cp}$, м/с	6,52	6,25	8,80	7,92	4,32	4,40	3,90	2,43	4,78	5,44
Ход поршня $3 S$, м	0,115	0,125	0,110	0,110	0,108	0,075	0,078	0,081	0,082	0,120
Отношение хода поршня к его диаметру S/d	1,26	1,28	1,18	1,18	1,21	1,33	1,18	1,25	1,10	1,08
Максимальный угол давления ν , град	11,55	12,20	10,50	8,62	11,55	10,05	8,50	12,88	11,00	8,88
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ	1/80	1/120	1/90	1/110	1/100	1/125	1/95	1/130	1/85	1/110
<i>Зубчатая передача</i>										
Число зубьев колес z^* , z^{**}	14;17	21;15	23;40	16;20	21;30	21;22	14;12	16;24	16;18	25;24
Число сателлитов в планетарной передаче k	3	4	4	3	4	3	3	4	3	3
Частота вращения карданного вала (и шестерни z^*) n_r , об/мин	2000	-3000	2000	-2400	4000	-2000	2500	-6000	-2500	3000
Приведенный к водилу момент инерции трансмиссии $I_H \cdot 10^4$ кг·м ²	145	50	288	128	18	160	72	4	162	48
<i>Кулачковый механизм</i>										
Ход толкателя h , м	0,012	0,011	0,010	0,009	0,014	0,012	0,012	0,011	0,01	0,01
Угол удаления φ_v , град	168	156	144	132	120	180	108	120	96	84
Угол дальнего стояния φ_d , град	22	44	30	48	0	20	32	70	64	56
Угол возвращения φ_B , град	110	100	96	90	180	120	170	80	140	130
Масса толкателя с роликом m_T , кг	0,12	0,11	0,1	0,09	0,14	0,12	0,12	0,11	0,1	0,1

В расчетах принять: 1) масса звеньев: шатуна BC — $m_2 = ql$, где $q=10$ кг/м; поршня — $m_3=0,3m_2$; кривошипа AB — $m_1 = 2m_2$; 2) центр масс шатуна в точке S_2 с координатой $BS_2 = 0,35BC$, кривошип уравновешен; 3) моменты инерции относительно центров масс: шатуна — $I_S = 0,17m_2l^2$, кривошипа — $I_A=0,33m_1r^2$; 4) закон движения толкателя при удалении — синусоидальный (№ 2), при возвращении — симметричный параболический (№ 1а); 5) максимальный допустимый угол давления в кулачковом механизме $\nu_{доп} = 30^\circ$; 6) модуль зубчатых колес определить по формуле (1).

Задание 6. ЛЕГКОВОЙ АВТОМОБИЛЬ С V-ОБРАЗНЫМ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

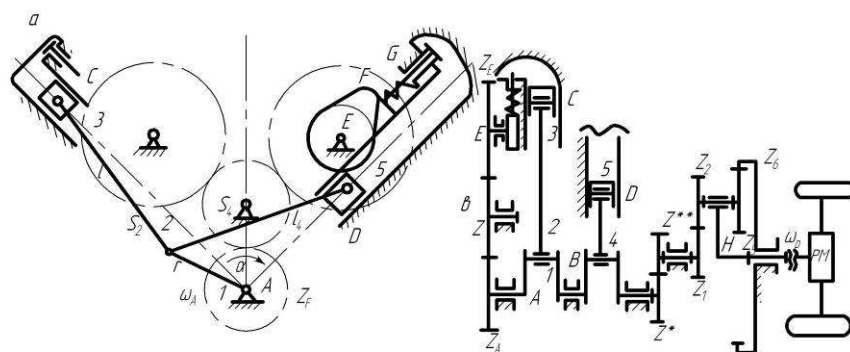
Шестизвенный кривошипно-ползунный механизм двигателя автомобиля преобразует возвратно-поступательное движение ползунов (поршней) 3 и 5 во вращательное движение кривошипа 1. Передача движения от поршней к кривошипу осуществляется через шатуны 2 и 4 (рисунок 6.6, а).

Цикл движения поршней включает такты расширения, выпуска, впуска и сжатия (рисунок 6.6, б). Во время такта расширения поршень перемещается из в.м.т в н.м.т. В конце такта расширения открываются выпускные клапаны (кривошип не доходит до н.м.т на угол β_1), и газы удаляются в выпускную систему. Закрываются выпускные клапаны после поворота кривошипа на угол β_2 после в.м.т. Затем открываются впускные клапаны, которые закрываются при повороте кривошипа на угол β_2 после н.м.т.

Работой всех клапанов управляет кулачковый (распределительный) вал, который вращается с угловой скоростью в два раза меньшей, чем кривошип ($u = z_E/z_A = 2$).

Привод ведущих колес автомобиля осуществляется через коробку передач и редуктор заднего моста. Коробка передач содержит ступень внешнего зацепления $z^* — z^{**}$, планетарную передачу $z_I — H$ (рисунок 6.6, в).

В расчетах принять: 1) масса звеньев: шатунов 2 и 4 — $m_2 = m_4 = ql$, где $q = 10$ кг/м; поршней 3 и 5 — $m_3 = m_5 = 0,3m_2$; кривошипа 1 — $m_1 = 4m_2$; 2) центры масс шатунов находятся в точках S_2 и S_4 с координатами $BS_2 = BS_4 = 0,35BC$; кривошип уравновешен; 3) моменты инерции относительно центров масс: шатунов $Is_2 = Is_4 = \frac{1}{6}m_2l^2$; кривошипа $I_A = \frac{1}{3}m_1r^2$; 4) фазовые углы удаления и возвращения $\varphi_y = \varphi_v = 0,25(180^\circ + \beta_1 + \beta_2)$, угол дальнего стояния $\varphi_{д.с.} = 0$; 5) модуль зубчатых колес определить по формуле (1). Остальные исходные данные приведены в таблице 6.6.



	1-й оборот кривошипа		2-й оборот кривошипа		
Положение левого поршня	в.м.т.	н.м.т.	в.м.т.	н.м.т.	в.м.т.
Левый цилиндр	Расширение		Впуск	Сжатие	
Правый цилиндр	Впуск	Впуск	Сжатие		Расширение
Впускной клапан	Закрит		Открыт		
Выпускной клапан	Закрит		Открыт		

Рисунок 6.6

Таблица 6.6

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Рычажный механизм</i>										
Угол развала цилиндров α , град	90	90	60	90	90	60	90	90	60	60
Диаметр поршня d , м	0,1	0,08	0,102	0,092	0,097	0,104	0,1	0,095	0,098	0,095
Отношение хода поршня к его диаметру S/d	0,88	0,74	0,87	0,89	0,85	0,86	0,92	1,02	0,89	0,88
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = r/l$	0,25	0,2	0,235	0,209	0,2	0,182	0,223	0,217	0,211	0,191
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ	1/90	1/100	1/95	1/110	1/90	1/120	1/85	1/110	1/80	1/100
<i>Зубчатая передача</i>										
Частота вращения карданного вала n_p , об/мин	600	420	300	720	1000	400	210	500	600	300
Передаточное отношение между кривошипом и карданным валом $u_{k,p}$	-8,0	-10,0	-15,0	-5,6	-4,8	-12,0	-21,5	-9,6	-7,0	-16,0
Число зубьев колес z^* , z^{**}	17;32	20;32	14;20	14;16	47;24	17;30	20;40	19;32	19;35	12;20
Число сателлитов в планетарной передаче k	3	4	3	4	3	3	3	4	3	3
Приведенный к водилу момент инерции трансмиссии I_H , кг·м ²	1,24	1,45	4,5	0,63	0,46	2,45	9,24	1,84	0,98	5,12
<i>Кулачковый механизм</i>										
Ход толкателя h , м	0,015	0,018	0,016	0,017	0,016	0,017	0,018	0,02	0,019	0,017
Углы опережения и запаздывания β_1 , β_2 , град	10;36	16;60	10;60	35;70	20;48	20;70	20;62	18;42	5;35	5;48
Номер закона движения толкателя при удалении и возвращении	7; 3	1а; 5	2; 6	3; 7	4; 1а	5; 2	6; 3	7; 4	16; 6	2; 7
Масса толкателя m_T , кг	0,176	0,148	0,174	0,178	0,17	0,172	0,184	0,204	0,017	0,176

Задание 7. ГРУЗОВОЙ АВТОМОБИЛЬ С ДВУХТАКТНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Кривошипно-ползунный механизм $1—2—3$ двигателя внутреннего сгорания преобразует возвратно-поступательное движение ползуна (поршня) 3 во вращательное движение кривошипа 1 . Передача движения от ползуна к кривошипу осуществляется через шатун 2 (рисунок 6.7, *а*).

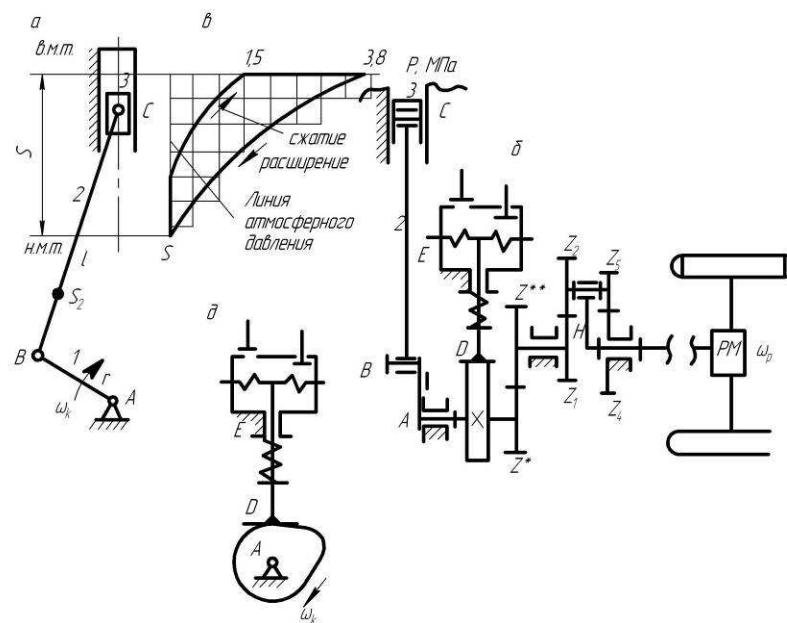
Цикл движения поршня включает такты расширения (рисунок 6.7, *в*) и сжатия. При расширении взорвавшаяся в цилиндре рабочая смесь перемещает поршень из в.м.т в н.м.т. При подходе поршня к н.м.т открываются продувочные окна в цилиндре и выпускные клапаны, и продукты горения удаляются из цилиндра в выхлопную систему, а цилиндр заполняется чистым воздухом. После перекрытия поршнем продувочных окон и закрытия клапанов начинается сжатие воздуха в цилиндре, заканчивающееся в в.м.т взрывом впрыснутого топлива.

На кривошипном валу закреплен кулачок, плоский толкатель которого приводит в действие диафрагму топливного насоса (рисунок 6.7, *д*), который подает топливо из бака к форсункам цилиндра.

Движения кривошипно-ползунного и кулачкового механизмов согласованы циклограммой (рисунок 6.7, *з*).

Передача движения на ведущие колеса осуществляется через коробку передач и редуктор заднего моста. Коробка передач содержит ступень внешнего зацепления $z^* — z^{**}$ и планетарную передачу $z_I — H$ (рисунок 6.7, *б*).

Исходные данные для проектирования приведены в таблице 6.7.



Положение	в.м.т.	н.м.т.	в.м.т.
Угол поворота кривошипа	0°	180°	360°
Такты	Расширение		Выпуск
Фаза движения толкателя	Удаление	Дальнее состояние	Возвращение Ближнее состояние

Рисунок 6.7

Таблица 6.7

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Рычажный механизм</i>										
Средняя скорость ползуна (поршня) $3 v_{cp}$, м/с	7,0	3,9	4,06	4,17	5,60	7,92	6,0	8,13	3,92	3,50
Ход ползуна (поршня) $3 S$, м	0,14	0,13	0,127	0,103	0,14	0,12	0,12	0,102	0,105	0,105
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda=r/l$	0,223	0,2	0,212	0,172	0,25	0,2	0,25	0,22	0,15	0,175
Отношение хода поршня к его диа- метру S/d	1,22	1,088	1,175	1,0	1,16	1,2	1,427	1,23	1,15	1,05
Коэффициент неравномерности вра- щения кривошипа δ	1/110	1/75	1/90	1/80	1/100	1/80	1/120	1/95	1/85	1/100
<i>Зубчатая передача</i>										
Передаточное отношение планетарной передачи u_{IH}	0,36 18;25	-0,25 25;18	-0,96 24;12	-0,69 23;27	-0,60 30;15	0,51 17;30	-0,75 18;18	0,75 15;16	-0,30 15;20	0,50 25;20
Число зубьев колес z^* , z^{**}										
Число сателлитов планетарной пере- дачи k	3	3	4	4	3	4	3	3	4	3
Приведенный к водилу момент инер- ции трансмиссии $I_H \cdot 10^4$ кг·м ²	50	6,48	46	131	18	162	112	128	32	32
<i>Кулачковый механизм</i>										
Ход толкателя h , м	0,009	0,01	0,012	0,014	0,015	0,01	0,012	0,015	0,009	0,012
Угол удаления φ_v , град	102	108	114	120	126	130	140	160	128	136
Угол дальнего стояния $\varphi_{д.с.}$, град	30	54	40	30	10	70	40	20	68	52
Угол возвращения φ_v , град	132	138	144	150	156	100	110	120	104	112
Масса толкателя с роликом m_T , кг	0,14	0,13	0,127	0,103	0,14	0,12	0,12	0,102	0,105	0,105

В расчетах принять: 1) массы звеньев: шатуна BC — $m_2=ql$, где $q=10$ кг/м; ползуна C — $m_3 = 0,3m_2$; кривошипа AB — $m_1 = 2m_2$; 2) центр масс шатуна в точке S_2 с координатой $BS_2 = 0,35BC$, кривошип уравновешен; 3) моменты инерции относительно центров масс: шатуна $I_{S_2} = \frac{1}{6} m_2 l^2$, кри-

вошипа $I_A = \frac{1}{3} m_1 r^2$;

4) закон движения толкателя при удалении и возвращении — № 5;
5) модуль зубчатых колес коробки передач определить по формуле (1).

Задание 8. БЕНЗОМОТОРНАЯ ПИЛА

Рабочий орган (пильная цепь 9) бензomotorной пилы приводится в движение от одноцилиндрового двухтактного двигателя внутреннего сгорания через муфту сцепления 4 и планетарный редуктор. Кинематическая схема привода представлена на рисунок 6.8, а. Рычажный механизм двигателя внутреннего сгорания представляет собой кривошипно-ползунный механизм, состоящий из кривошипа 1, шатуна 2 и поршня 3. Кривошип выполнен в виде коленчатого вала, на котором закрепляются ведущий диск муфты сцепления 4 и кулачок 11 кулачкового механизма привода диафрагмы 14 бензонасоса, с помощью которого производят подкачку топлива в поплавковую камеру карбюратора. Индикаторная диаграмма двухтактного двигателя изображена на рисунок 6.8, б, максимальное давление газов указано в таблице 6.8.

Механизм привода диафрагмы топливного насоса является кулачковым и состоит из плоского кулачка 11 и ролика 12, толкателя 13. Возврат толкателя осуществляется пружиной 17. Клапан 16 является нагнетательным, а 15 — всасывающим. Согласование работы основного механизма и механизма привода топливного насоса представлено на циклограмме (рисунок 6.8, в). Для уменьшения угловой скорости ведущей звездочки 8 пильного полотна между муфтой сцепления и звездочкой установлен однорядный планетарный редуктор, водило 4 которого жестко соединено со звездочкой, а центральное колесо 5 с ведомым диском муфты сцепления.

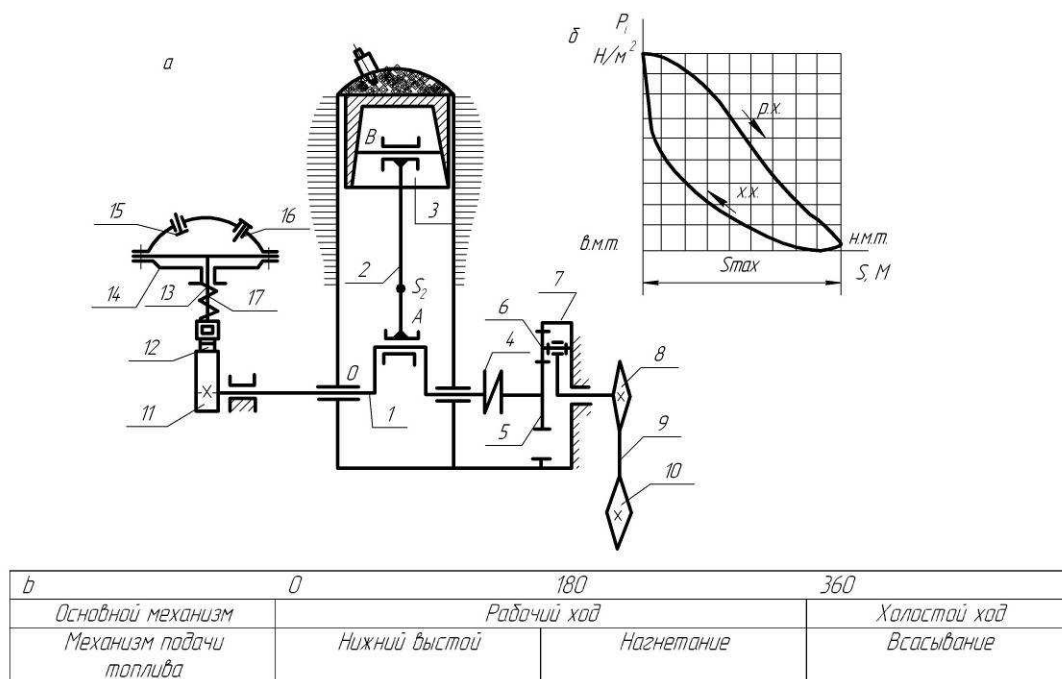


Рисунок 6.8

Таблица 6.8

Параметр	Вариант									
	0 1	1	2	3	4	5 1	6 1	7 1	8 1	9
Угловая скорость коленчатого вала ω_1 , с ⁻¹	700	750	800	650	600	730	780	820	850	840
Скорость резания древесины v_p , м/с	11,0	12,0	11,5	10,5	10,0	11,2	11,3	11,7	11,9	10,
Максимальный ход поршня S , м	0,06	0,07	0,75	0,08	0,085	0,065	0,073	0,068	0,072	0,07
Отношение длины кривошипа к длине шатуна, λ	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,2
Диаметр звездочек 8 и 10 $d_8 = d_{10}$, м	0,08	0,09	0,085	0,095	0,07	0,1	0,105	0,11	0,115	0,0
Максимальное давление газов на поршень p^s , Па	26	30	35	32	31	28	29	33	34	36
Диаметр цилиндра d , м	0,07	0,075	0,08	0,085	0,09	0,072	0,078	0,082	0,084	0,08
Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала δ	1/80	1/70	1/75	1/90	1/95	1/100	1/85	1/110	1/115	1/12
Массы звеньев, кг: коленвала m_1	2,5	2,7	3,0	3,5	3,7	3,8	3,9	4,0	4,2	4,5
шатунa m_2	0,2	0,18	0,22	0,24	0,23	0,25	0,26	0,27	0,28	0,2
ползуна m_3	0,09	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,165	0,17	0,17
Приведенный к кривошипу момент инерции редуктора и пильного механизма I'_n , кг · м ²	0,024	0,025	0,026	0,027	0,028	0,029	0,030	0,031	0,032	0,03
Приведенный момент инерции звеньев кулачкового механизма (средний) I''_n , кг · м ²	0,009	0,01	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018
Модуль зубчатых колес m , мм	1,5	1,75	2,0	2,5	2,75	0,75	0,5	1,25	2,25	2,0
Число блоков сателлитов k	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Передаточное отношение редуктора u	3	3,2	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0	3,1
Максимальный ход толкателя кулачкового механизма h , мм	5	8	10	11	12	6	7	9	13	14
Номер закона движения толкателя	1в	2	3	4	5	6	1а	1б	7	2
Фазовые углы кулачкового механизма $\varphi_y = \varphi_b$, град	120	130	140	150	160	136	145	155	165	170

Сопротивление при резании древесины пильным полотном постоянно.

Исходные данные приведены в таблице 6.8. При расчетах принять: 1) кривошип уравновешен; 2) центр масс шатуна находится на расстоянии $l_{AS2} = 0,32l_{AB}$ от точки А; 3) центр масс поршня расположен в точке В; 4) момент инерции шатуна $I_{s2} = 0,17m_2l_{AB}^2$

Задание 9. ГОРИЗОНТАЛЬНО-КОВОЧНАЯ МАШИНА С БЕЗМУФТОВЫМ ПРИВОДОМ

На рисунке 6.9, *a* показана схема горизонтально-ковочной машины с вертикальным разъемом матриц и безмуфтовым приводом, которая предназначена для горячей высадки изделий из прутковых заготовок.

Движение передается от электродвигателя 15 с помощью ременной передачи 20 на вал 16, на котором жестко установлено зубчатое колесо z_1 сложного зубчатого механизма $z_1 - z_2 - z_3 - H$. С центральным колесом z_3 жестко связан шкив тормоза 14, а с водилом — шкив тормоза 13. Тормоза заблокированы таким образом, что при включении одного тормоза второй выключается.

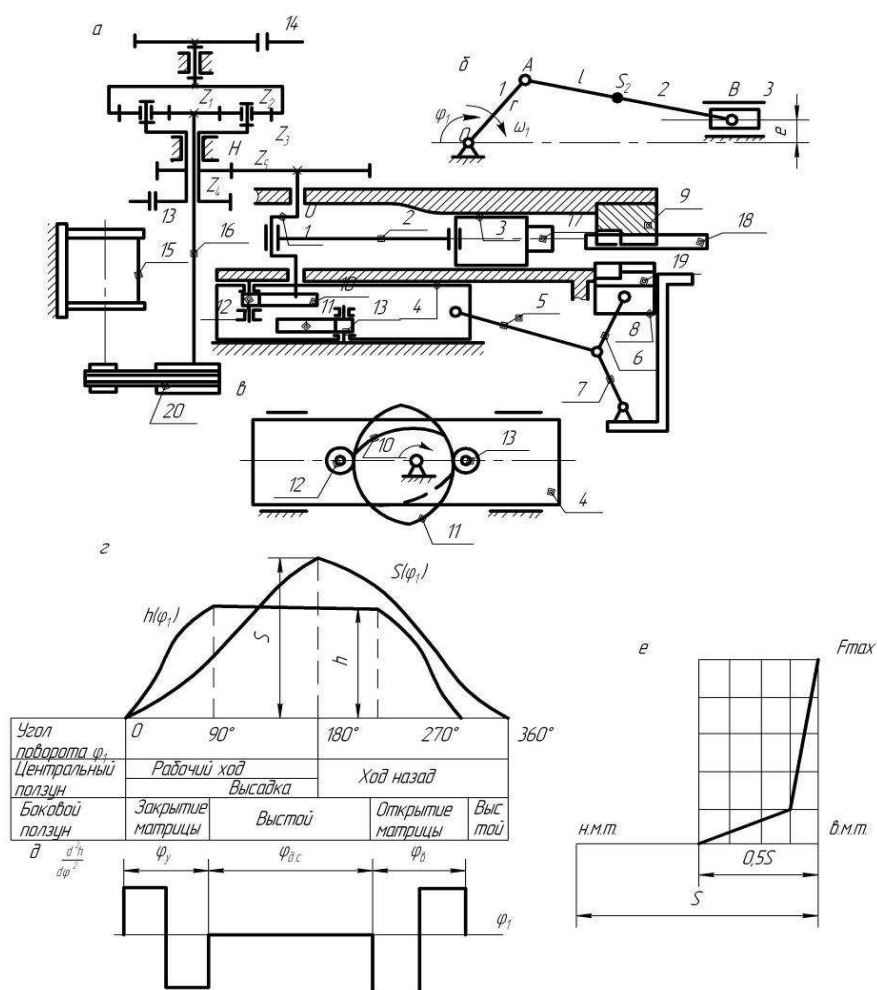


Рисунок 6.9

Таблица 6.9

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ход ползуна S , м	0,10	0,13	0,15	0,17	0,19	0,20	0,22	0,24	0,29	0,35
Отношение длины кривошипа к шатуну λ	1/3,2	1/3,4	1/3,6	1/3	1/2,8	1/3,3	1/3,2	1/3	1/3,4	1/3,6
Отношение эксцентриситета к длине кривошипа ϵ	0	0,2	0,18	0,22	0,24	0,25	0,18	0	0,2	0,25
Частота вращения кривошипа $1 n_1$, об/мин	100	90	85	80	75	70	65	60	55	50
Масса звеньев рычажного механизма, кг: m_1	30	40	40	50	60	80	90	80	80	70
m_2	50	60	80	90	100	150	180	75	90	120
m_3	100	150	180	200	250	300	380	150	190	300
Момент инерции вращающихся масс, приведенный к валу 16 , I_{BP} кг · м ²	1,0	1,8	3,0	3,5	4,0	4,0	5,0	8,0	10,0	15
Максимальное усилие высадки $F_{max} \cdot 10^5$, Н	1,0	1,2	1,5	1,6	1,6	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ	1/15	1/17	1/16	1/18	1/18	1/16	1/19	1/20	1/15	1/16
Ход бокового ползуна h , м	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	0,14	0,16
Фазовые углы поворота кулачка, град: $\varphi_{уд}$	65	70	75	80	85	70	70	70	85	75
$\varphi_{д.с.}$	210	200	190	180	160	160	160	150	150	140
φ_B	75	70	75	70	70	100	70	70	85	75
Планетарное передаточное отношение u_{IH}	4,2	4,25	4,3	4,4	4,5	4,6	4,75	4,8	5,0	5,2
Число зубьев колес: z_4	14	14	15	15	17	12	13	16	15	16
z_5	20	21	22	24	25	18	19	26	24	28
Модуль зубчатых колес m , мм	10	10	12	12	14	14	15	15	15	15
Синхронная частота вращения электродвигателя n_c , об/мин	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Мощность электродвигателя P_d , кВт	3,0	4,0	4,0	5,2	5,2	5,2	7,5	7,5	7,5	8,7
Маховой момент ротора электродвигателя mD^2 кг · м ²	0,04	0,05	0,05	0,094	0,094	0,094	0,12	0,12	0,12	0,23

Для привода высадочного механизма и механизма зажима заготовки тормоз 14 включается, а тормоз 13 — растормаживается. Тогда движение передается от вала 16 через планетарный редуктор $z_1 — z_2 — z_3 — H$ и колеса z_4, z_5 на вал кривошипно-ползунного механизма $1—2—3$ (рис. 6.9,б). На ползуне 3 установлен пуансон 17 , деформирующий заготовку 18 , которая зажимается подвижной полуматрицей 19 , установленной на зажимном ползуне 8 . Закрывание матриц происходит при повороте кулачка 11 , который посредством ролика 13 перемещает боковой ползун 4 вправо, а звень-

ями 5, 6, 7 — зажимной ползун 8 по направлению к неподвижной полуматрице 9.

Подвижная полуматрица зажимает заготовку 18 и удерживает ее до конца штамповки. При дальнейшем вращении коленчатого вала 1 кулачок 10 возвращает боковой ползун 4 в крайнее левое положение, обеспечивая раскрытие матриц.

На рисунке 6.9, з показаны синхрограмма и циклограмма работы горизонтально-ковочной машины. Закон движения бокового ползуна 4 дан на рисунке 6.9, д. Диаграмма усилия высадки изображена на рисунке 6.9, в. Исходные данные для проектирования представлены в таблице 6.9.

Для всех вариантов принять: 1) кривошип уравновешен; 2) момент инерции звена 2 — $I_{S2} = 0,17m_2l_{AB}^2$; 3) $l_{AS2} = 0,35l_{AB}$; 4) частота вращения электродвигателя $n_d = 1440$ об/мин; 5) построение профиля кулачка 10, обеспечивающего обратный ход бокового ползуна 4, производится с учетом полученного расстояния между центрами роликов 13 и 12.

Задание 10. КРИВОШИПНЫЙ ПРЕСС ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Механические прессы двойного действия предназначены для вытяжки изделий из тонкого листового или полосового металла с прижимом заготовки.

На рисунке 6.10, а дана кинематическая схема привода ползунов однокривошипного прессы двойного действия с кулачково-рычажным механизмом прижимного ползуна. Электродвигатель через планетарный редуктор 9—10—11—Н и фрикционную муфту 12 постоянно вращает маховик 13. Последний вращается на подшипниках качения на приводном валу 14, который закреплен тормозом 15. При выключении тормоза движение от приводного вала через зубчатую передачу 7—8 передается рабочему валу 1, колено которого связано через шатун 2 с вытяжным ползуном 3. Концы

рабочего вала соединены через кулачковый механизм 5 с прижимным ползуном 4.

На рисунке 6.10,б показан рычажный механизм вытяжного ползуна и связанный с ним кулачковый механизм прижимного ползуна. Кулачок 5 вращается на рабочем валу 1 и передает движение через ролики 6 рамке 4, которая жестко связана с прижимным ползуном.

Для всех вариантов принять:

1) размеры звеньев рычажного механизма: $I_{O1A} / l_{AB} = 0,25$; $l_{AS2} / l_{AB} = 0,33$;

$l_{BS3} = 0,12$ м; 2) масса звеньев рычажного механизма: $m_2 = ql_2$, где $q = 70$ кг/м; $m_4 = 2 m_3$, 3) моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс, $I_{S1} = \frac{1}{3} m_1 l_{O1A}^2$; $I_{S2} = 0,17 m_2 l_{AB}^2$; 4) ход прижимного ползуна $S_{П.П} = 0,67 S_{В.П}$; 5) максимальное усилие прижимного ползуна $F_{П max} = 0,63 F_{В max}$; 6) модуль зубчатых колес планетарного редуктора $m = 3$ мм;

7) центр масс кривошипа 1 расположен на оси рабочего вала, проходящей через точку O_1 .

Исходные данные для проектирования представлены в табл. 6.10. Графики усилий вытяжки и прижима даны на рисунке 6.10, в, синхрограмма движения вытяжного и прижимного ползунов — на рисунке 6.10, е. На рисунке 6.10, д задан закон движения рамки прижимного ползуна, т. е. ведомого звена кулачкового механизма, в виде графика аналога ускорения.

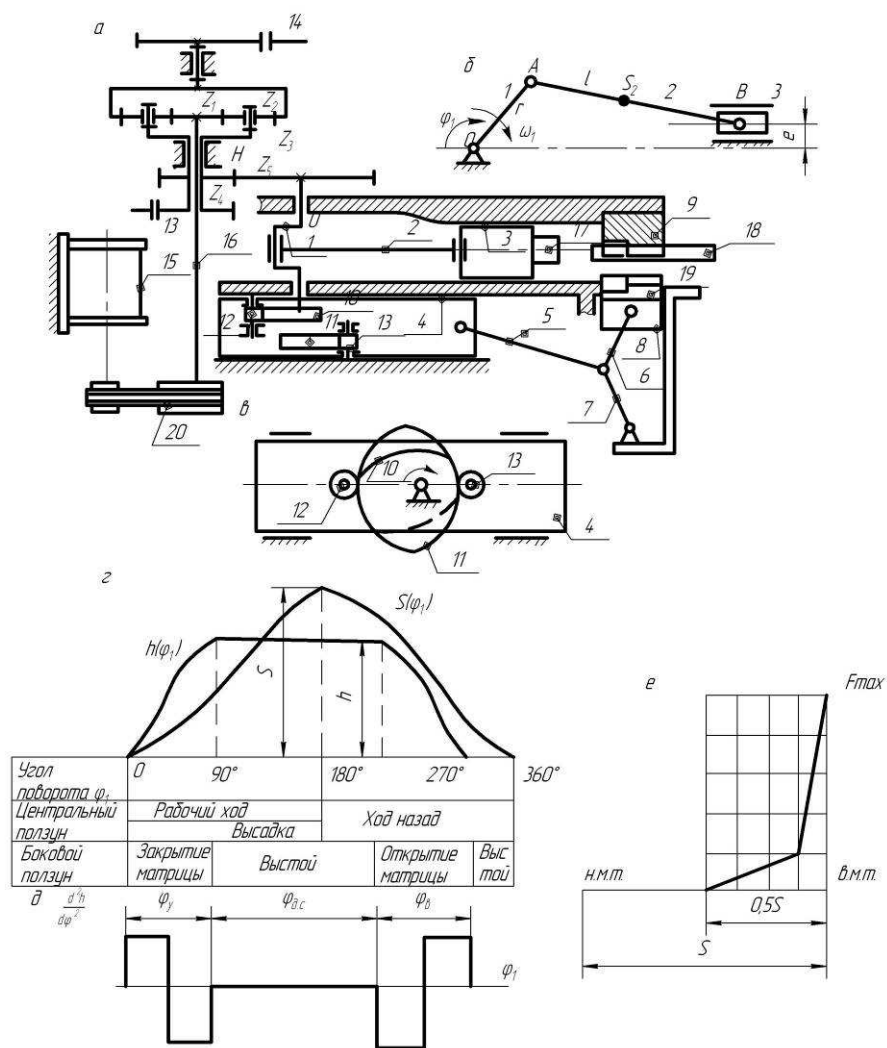


Рисунок 6.10

Таблица 6.10

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота вращения электродвигателя n_d , об/мин	1470	975	1475	975	1475	1470	1470	975	975	1470
Число ходов ползунов в минуту (частота вращения кривошипного вала I) n_I , об/мин	90	54	70	50	80	75	85	55	60	85
Ход вытяжного ползуна $3 S_{в.п.}$, м	0,12	0,10	0,08	0,09	0,14	0,13	0,11	0,09	0,10	0,12
Максимальное усилие вытяжки F_{max} В, кН	40	32	37	35	42	38	40	36	33	45
Масса кривошипного вала $I m_I$, кг	50	40	45	48	60	55	55	45	50	52
Масса вытяжного ползуна $3 m_3$, кг	32	25	28	30	38	36	40	26	28	32
Момент инерции ротора и всех зубчатых колес, приведенный к валу электродвигателя, I_d , кг · м ²	0,30	0,26	0,18	0,20	0,38	0,30	0,28	0,20	0,27	0,32
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ	1/20	1/25	1/24	1/22	1/20	1/24	1,20	1/22	1/26	1/25
Допустимый угол давления в кулачковом механизме $\varphi_{доп}$, град	40	30	40	30	40	35	40	30	35	40
Отношение ускорений рамки $4 a_1/a_2$	1	1,6	1,8	1,7	1,5	1,6	1,7	1,8	1,6	1,5
Число зубьев колес: z_7	15	14	12	15	12	14	12	14	12	14
z_8	20	24	18	21	20	21	19	25	24	26
Модуль зубчатых колес 7 и $8 m$, мм	8	10	9	12	10	12	10	12	10	12
Синхронная частота вращения электродвигателя n_c , об/мин	1500	1000	1500	1000	1500	1500	1500	1000	1000	1500
Мощность электродвигателя P_d , кВт	30	15	15	11	37	30	30	11	15	30

Задание 11 – Анализ и синтез механизмов двигателя внутреннего сгорания

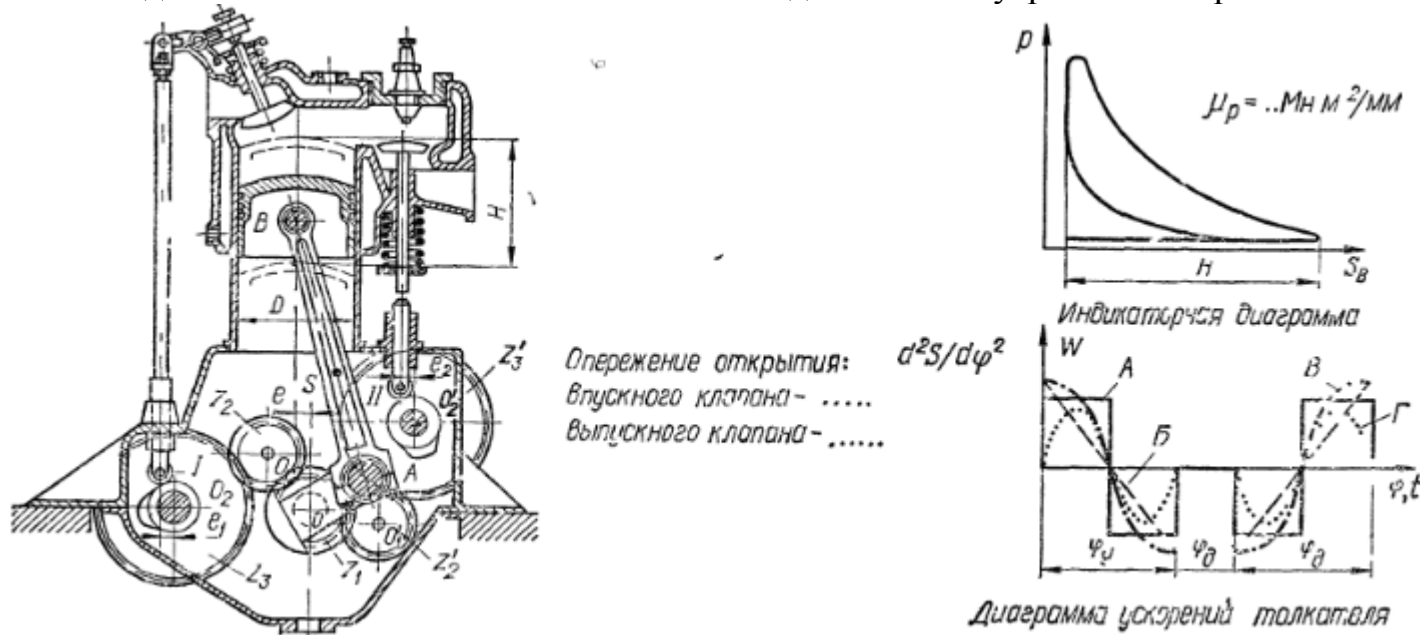


Рисунок 6.11

Таблица 6.11

Вариант	$m, \text{мм}$	z_1	$z_2=z_2'$	$z_3=z_3'$	k	$e, \text{мм}$	$H, \text{мм}$	$D, \text{мм}$	$n_{OA}, \text{мин}^{-1}$	$\mu_p, \text{МН} \cdot \text{М}^2/\text{ММ}$	I_{AS}/I_{AB}	$\rho^2 s/l^2_{AB}$	$m_2, \text{кг}$	$m_3, \text{кг}$	$m_1, \text{кг}$	$J_{O1}, \text{кг} \cdot \text{М}^2$	$e, \text{мм}$	$\gamma, \text{град}$	$h, \text{мм}$	$\varphi_y, \text{град}$	$\varphi_d, \text{град}$	$\varphi_b, \text{град}$	Диаграмма
1	3	20	14	40	1,04	45	215	170	500	0,05	0,35	0,16	12	20	15	0,11	0	60	10	55	6	55	А
2	3,5	24	15	48	1,05	60	270	220	600	0,06	0,36	0,165	13,5	21	17	0,12	5	55	8	50	5	50	Б
3	4	22	14	44	1,06	70	320	250	700	0,07	0,38	0,17	14	23	19	0,15	6	55	9	60	0	60	В
4	3	18	13	36	1,07	55	185	150	800	0,08	0,4	0,18	11	18	12	0,1	0	60	7	60	5	55	Г

5	2,5	19	15	38	1,08	65	210	160	900	0,09	0,35	0,15	12	19	14	0,1	0	60	6	55	0	55	A
6	3	20	14	40	1,04	45	215	170	1000	0,1	0,35	0,16	12	20	15	0,11	0	60	10	55	6	55	Б
7	3,5	24	15	48	1,05	60	270	220	1100	0,11	0,36	0,165	13,5	21	17	0,12	5	55	8	50	5	50	В
8	4	22	14	44	1,06	70	320	250	1200	0,12	0,38	0,17	14	23	19	0,15	6	55	9	60	0	60	Г
9	3	18	13	36	1,07	55	185	150	1300	0,13	0,4	0,18	11	18	12	0,1	0	60	7	60	5	55	A
10	2,5	19	15	38	1,08	65	210	160	1400	0,14	0,35	0,15	12	19	14	0,1	0	60	6	55	0	55	Б
11	3	20	14	40	1,04	45	215	170	1500	0,15	0,35	0,16	12	20	15	0,11	0	60	10	55	6	55	В
12	3,5	24	15	48	1,05	60	270	220	1600	0,15	0,36	0,165	13,5	21	17	0,12	5	55	8	50	5	50	Г
13	4	22	14	44	1,06	70	320	250	1700	0,14	0,38	0,17	14	23	19	0,15	6	55	9	60	0	60	A
14	3	18	13	36	1,07	55	185	150	1800	0,11	0,4	0,18	11	18	12	0,1	0	60	7	60	5	55	Б
15	2,5	19	15	38	1,08	65	210	160	1900	0,13	0,35	0,15	12	19	14	0,1	0	60	6	55	0	55	В
16	3	20	14	40	1,04	45	215	170	2000	0,12	0,35	0,16	12	20	15	0,11	0	60	10	55	6	55	Г
17	3,5	24	15	48	1,05	60	270	220	2100	0,1	0,36	0,165	13,5	21	17	0,12	5	55	8	50	5	50	A
18	4	22	14	44	1,06	70	320	250	2200	0,09	0,38	0,17	14	23	19	0,15	6	55	9	60	0	60	Б
19	3	18	13	36	1,07	55	185	150	2300	0,07	0,4	0,18	11	18	12	0,1	0	60	7	60	5	55	В
20	2,5	19	15	38	1,08	65	210	160	2400	0,08	0,35	0,15	12	19	14	0,1	0	60	6	55	0	55	Г
21	3	20	14	40	1,04	45	215	170	2500	0,06	0,35	0,16	12	20	15	0,11	0	60	10	55	6	55	A
22	3,5	24	15	48	1,05	60	270	220	700	0,05	0,36	0,165	13,5	21	17	0,12	5	55	8	50	5	50	Б
23	4	22	14	44	1,06	70	320	250	1500	0,06	0,38	0,17	14	23	19	0,15	6	55	9	60	0	60	В
24	3	18	13	36	1,07	55	185	150	2000	0,07	0,4	0,18	11	18	12	0,1	0	60	7	60	5	55	Г
25	2,5	19	15	38	1,08	65	210	160	2250	0,08	0,35	0,15	12	19	14	0,1	0	60	6	55	0	55	A

Исходные данные для проектирования в зависимости от варианта приведены в таблице 6.11.

Задание 12 – Анализ и синтез механизмов У-образного двигателя внутреннего сгорания

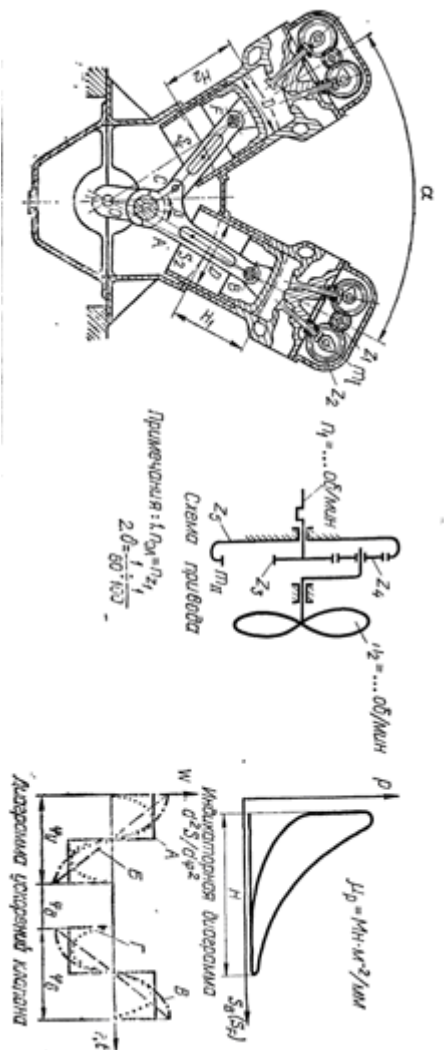


Рисунок 6.12

Таблица 6.12

Вариант	$m_I, \text{мм}$	z_1	z_2	$m_{II}, \text{мм}$	$H, \text{мм}$	$D, \text{мм}$	$\alpha, \text{град}$	λ	$n_1, \text{мин}^{-1}$	$n_2, \text{мин}^{-1}$	l_{AB}/l_{AC}	$\beta, \text{град}$	$l_{CF}, \text{мм}$	l_{AS2}/l_{AB}	l_{CS4}/l_{CF}	$m_2, \text{кг}$	$J_{S2}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	$m_3, \text{кг}$	$m_4, \text{кг}$	$J_{S4}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	$m_5, \text{кг}$	$m_1, \text{кг}$	$J_{O1}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	$\gamma, \text{град}$	$h, \text{мм}$	$\varphi_y, \text{град}$	$\varphi_d, \text{град}$	$\varphi_v, \text{град}$	Диаграмма	$\mu_p, \text{Мн} \cdot \text{м}^{-2}/\text{мм}$
1	2	14	28	3	150	120	60	3	2000	500	3	60	180	0,3	0,4	4,5	0,04	7	2,5	0,015	7	6	0,05	90	3	55	5	55	А	0,05
2	2,5	12	24	4	180	140	50	3,5	2100	600	3,2	55	245	0,32	0,45	6	0,1	9	3,5	0,03	9	7	0,06	85	4	60	0	60	Б	0,06

3	3	13	26	4,5	220	180	55	3	2200	550	3	60	270	0,35	0,4	7	0,13	10,5	3	0,04	10,5	8	0,09	75	5	55	0	55	B	0,07
4	3,5	11	22	5	260	200	60	3,5	2300	650	3,5	55	350	0,3	0,45	9	0,3	13,5	4	0,08	13,5	9	0,1	80	5	60	5	60	Г	0,08
5	3	15	30	6	300	240	50	4	2400	700	4	50	480	0,32	0,4	12	0,75	18	5	0,2	18	12	0,11	75	4	65	0	65	A	0,09
6	2	14	28	3	150	120	60	3	2500	750	3	60	180	0,3	0,4	4,5	0,04	7	2,5	0,015	7	6	0,05	90	3	55	5	55	Б	0,1
7	2,5	12	24	4	180	140	50	3,5	2600	800	3,2	55	245	0,32	0,45	6	0,1	9	3,5	0,03	9	7	0,06	85	4	60	0	60	B	0,11
8	3	13	26	4,5	220	180	55	3	2700	850	3	60	270	0,35	0,4	7	0,13	10,5	3	0,04	10,5	8	0,09	75	5	55	0	55	Г	0,12
9	3,5	11	22	5	260	200	60	3,5	2800	900	3,5	55	350	0,3	0,45	9	0,3	13,5	4	0,08	13,5	9	0,1	80	5	60	5	60	A	0,13

10	3	15	30	6	300	240	50	4	2900	950	4	50	480	0,32	0,4	12	0,75	18	5	0,2	18	12	0,11	75	4	65	0	65	Б	0,14
11	2	14	28	3	150	120	60	3	3000	975	3	60	180	0,3	0,4	4,5	0,04	7	2,5	0,015	7	6	0,05	90	3	55	5	55	Б	0,15
12	2,5	12	24	4	180	140	50	3,5	3100	860	3,2	55	245	0,32	0,45	6	0,1	9	3,5	0,03	9	7	0,06	85	4	60	0	60	Г	0,15
13	3	13	26	4,5	220	180	55	3	3200	890	3	60	270	0,35	0,4	7	0,13	10,5	3	0,04	10,5	8	0,09	75	5	55	0	55	А	0,14
14	3,5	11	22	5	260	200	60	3,5	3300	875	3,5	55	350	0,3	0,45	9	0,3	13,5	4	0,08	13,5	9	0,1	80	5	60	5	60	Б	0,11
15	3	15	30	6	300	240	50	4	3400	940	4	50	480	0,32	0,4	12	0,75	18	5	0,2	18	12	0,11	75	4	65	0	65	Б	0,13
16	2	14	28	3	150	120	60	3	3500	950	3	60	180	0,3	0,4	4,5	0,04	7	2,5	0,015	7	6	0,05	90	3	55	5	55	Г	0,12

17	2,5	12	24	4	180	140	50	3,5	3600	960	3,2	55	245	0,32	0,45	6	0,1	9	3,5	0,03	9	7	0,06	85	4	60	0	60	A	0,1
18	3	13	26	4,5	220	180	55	3	3700	970	3	60	270	0,35	0,4	7	0,13	10,5	3	0,04	10,5	8	0,09	75	5	55	0	55	Б	0,09
19	3,5	11	22	5	260	200	60	3,5	3800	980	3,5	55	350	0,3	0,45	9	0,3	13,5	4	0,08	13,5	9	0,1	80	5	60	5	60	В	0,07
20	3	15	30	6	300	240	50	4	3900	1000	4	50	480	0,32	0,4	12	0,75	18	5	0,2	18	12	0,11	75	4	65	0	65	Г	0,08
21	2	14	28	3	150	120	60	3	4000	1050	3	60	180	0,3	0,4	4,5	0,04	7	2,5	0,015	7	6	0,05	90	3	55	5	55	А	0,06
22	2,5	12	24	4	180	140	50	3,5	4050	1070	3,2	55	245	0,32	0,45	6	0,1	9	3,5	0,03	9	7	0,06	85	4	60	0	60	Б	0,05
23	3	13	26	4,5	220	180	55	3	4100	1100	3	60	270	0,35	0,4	7	0,13	10,5	3	0,04	10,5	8	0,09	75	5	55	0	55	В	0,06

24	3,5	11	22	5	260	200	60	3,5	4150	2000	3,5	55	350	0,3	0,45	9	0,3	13,5	4	0,08	13,5	9	0,1	80	5	60	5	60	Г	0,07
25	3	15	30	6	300	240	50	4	4200	2250	4	50	480	0,32	0,4	12	0,75	18	5	0,2	18	12	0,11	75	4	65	0	65	А	0,08

Исходные данные для проектирования в зависимости от варианта приведены в таблице 6.12. При синтезе основного механизма требуется определить r_{OA} и l_{AB} , исходя из величины хода поршня $H_1=2 r_{OA}$ и $\lambda=l_{AB} / r_{OA}$.

Задание 13 – Проектирование и исследование механизмов поперечно-строгального станка

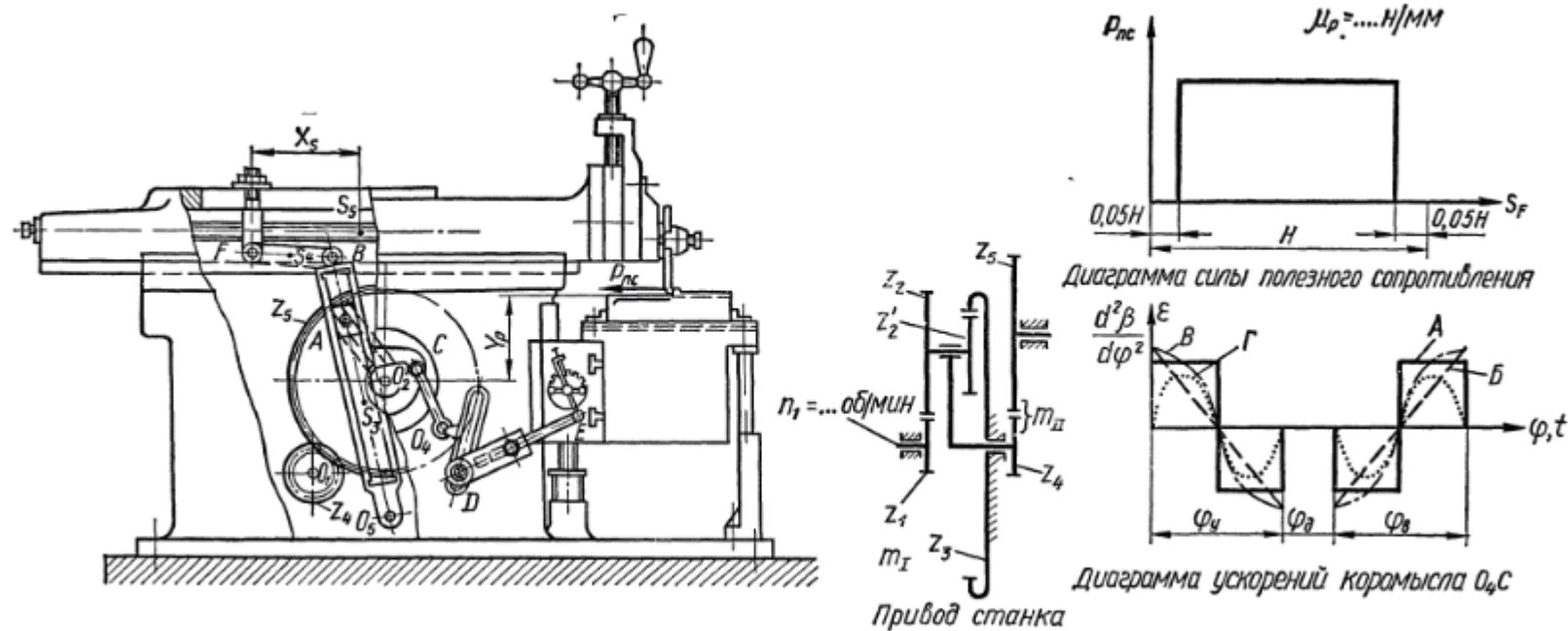


Рисунок 6.13

Таблица 6.13

Вариант	$m_1, \text{мм}$	z_4	z_5	$m_{II}, \text{мм}$	k	$H, \text{мм}$	$n_1, \text{мин}^{-1}$	$n_{O2A}, \text{мин}^{-1}$	$\mu_p, \text{Н/мм}$	$l_{O2O3}, \text{мм}$	$m_3, \text{кг}$	$J_{S3}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	I_{BS3}/I_{O3B}	$m_5, \text{кг}$	$Y_p, \text{мм}$	$X_s, \text{мм}$	$\beta_{\max}, \text{град}$	$\gamma_{\min}, \text{град}$	$l_{O4C}, \text{мм}$	$\varphi_y, \text{град}$	$\varphi_d, \text{град}$	$\varphi_b, \text{град}$	Диаграмма
1	2	15	65	2,5	1,2	350	1000	60	50	680	26	2,5	0,5	70	180	140	18	45	150	75	5	75	А
2	3	16	60	3,5	1,5	450	1050	70	60	380	20	1,1	0,5	62	160	152	16	50	142	70	10	70	Б
3	2,5	14	52	3	1,6	500	1100	80	70	360	20	1,1	0,5	65	180	164	20	45	128	65	10	65	В
4	3,5	13	55	4	1,8	600	1150	90	80	350	22	1,3	0,5	76	170	186	15	50	118	60	5	55	Г

5	4	15	58	5	2	700	1200	100	90	360	19	0,9	0,5	68	150	198	18	45	110	65	0	60	А
6	2	15	65	2,5	1,2	350	1250	110	100	680	26	2,5	0,5	70	180	140	18	45	150	75	5	75	Б
7	3	16	60	3,5	1,5	450	1300	120	110	380	20	1,1	0,5	62	160	152	16	50	142	70	10	70	В
8	2,5	14	52	3	1,6	500	1350	130	120	360	20	1,1	0,5	65	180	164	20	45	128	65	10	65	Г
9	3,5	13	55	4	1,8	600	1400	140	130	350	22	1,3	0,5	76	170	186	15	50	118	60	5	55	А
10	4	15	58	5	2	700	1450	150	140	360	19	0,9	0,5	68	150	198	18	45	110	65	0	60	Б
11	2	15	65	2,5	1,2	350	1500	160	150	680	26	2,5	0,5	70	180	140	18	45	150	75	5	75	В
12	3	16	60	3,5	1,5	450	1025	65	160	380	20	1,1	0,5	62	160	152	16	50	142	70	10	70	Г
13	2,5	14	52	3	1,6	500	1075	75	170	360	20	1,1	0,5	65	180	164	20	45	128	65	10	65	А
14	3,5	13	55	4	1,8	600	1125	85	180	350	22	1,3	0,5	76	170	186	15	50	118	60	5	55	Б
15	4	15	58	5	2	700	1175	95	190	360	19	0,9	0,5	68	150	198	18	45	110	65	0	60	В
16	2	15	65	2,5	1,2	350	1225	105	200	680	26	2,5	0,5	70	180	140	18	45	150	75	5	75	Г
17	3	16	60	3,5	1,5	450	1275	115	60	380	20	1,1	0,5	62	160	152	16	50	142	70	10	70	А
18	2,5	14	52	3	1,6	500	1325	125	70	360	20	1,1	0,5	65	180	164	20	45	128	65	10	65	Б
19	3,5	13	55	4	1,8	600	1375	135	80	350	22	1,3	0,5	76	170	186	15	50	118	60	5	55	В
20	4	15	58	5	2	700	1425	145	90	360	19	0,9	0,5	68	150	198	18	45	110	65	0	60	Г
21	2	15	65	2,5	1,2	350	1475	155	100	680	26	2,5	0,5	70	180	140	18	45	150	75	5	75	А
22	3	16	60	3,5	1,5	450	1525	165	110	380	20	1,1	0,5	62	160	152	16	50	142	70	10	70	Б
23	2,5	14	52	3	1,6	500	1550	147	120	360	20	1,1	0,5	65	180	164	20	45	128	65	10	65	В
24	3,5	13	55	4	1,8	600	1020	70	130	350	22	1,3	0,5	76	170	186	15	50	118	60	5	55	Г
25	4	15	58	5	2	700	1575	170	140	360	19	0,9	0,5	68	150	198	18	45	110	65	0	60	А

Исходные данные для проектирования в зависимости от варианта приведены в таблице 6.13. Величины r_{O2A} l_{O3B} определяются пользуясь величиной k .

Задание 14 – Проектирование и исследование механизмов долбежного станка

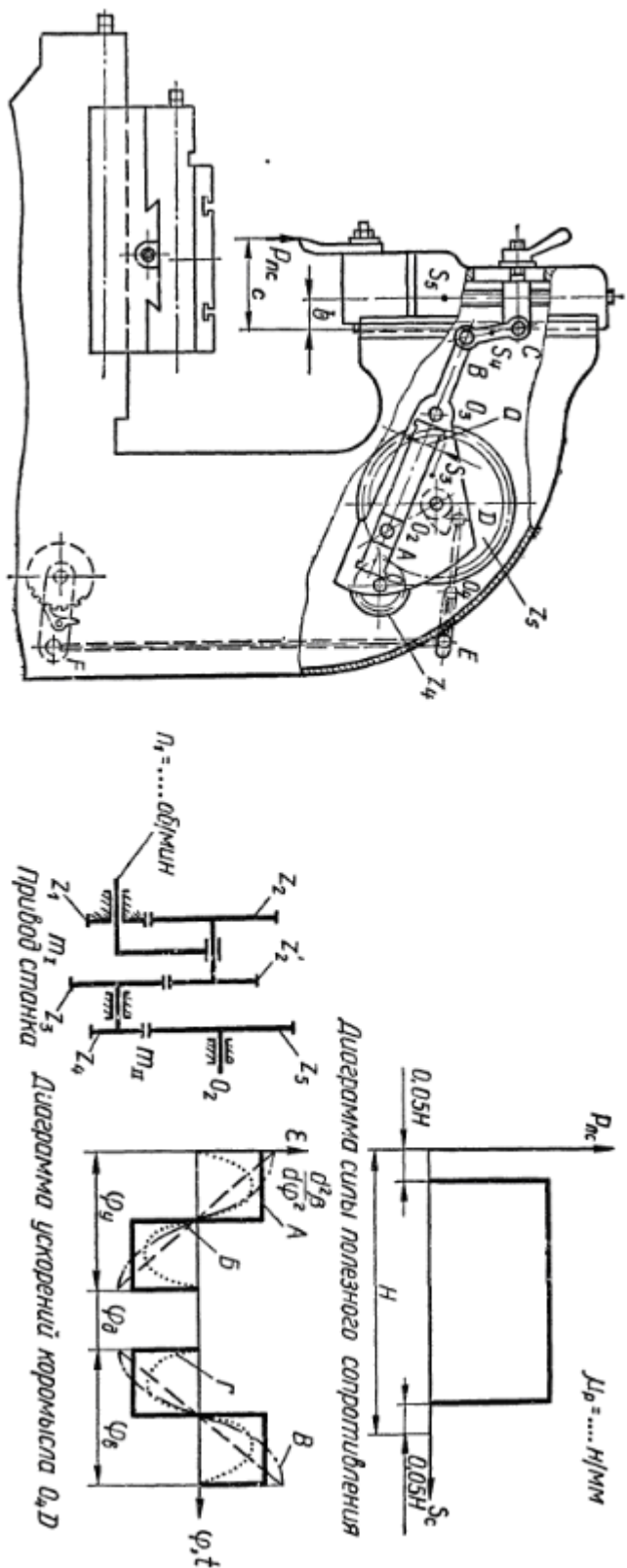


Рисунок 6.14

1	Вариант	3	$m_I, \text{мм}$	13	z_4	46	z_5	9	$m_{II}, \text{мм}$	2	k	1000	$n_1, \text{мин}^{-1}$	60	$n_{O2A}, \text{мин}^{-1}$	50	$\mu_p, \text{Н/мм}$	100	$H, \text{мм}$	50	$a, \text{мм}$	150	$l_{O2O3}, \text{мм}$	125	L_{O4S3}	16	$m_3, \text{кг}$	0,14	$J_{S3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	1	l_{BC}/l_{O3B}	0,5	l_{BS4}/l_{O3B}	2	$m_4, \text{кг}$	0,002	$J_{S4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	32	$m_5, \text{кг}$	50	$b, \text{мм}$	120	$c, \text{мм}$	15	$\beta_{\max}, \text{град}$	50	$\gamma_{\min}, \text{град}$	125	$l_{O4D}, \text{мм}$	60	$\varphi_y, \text{град}$	0	$\varphi_d, \text{град}$	60	$\varphi_v, \text{град}$	A	Диаграмма
---	---------	---	------------------	----	-------	----	-------	---	---------------------	---	-----	------	------------------------	----	----------------------------	----	----------------------	-----	----------------	----	----------------	-----	-----------------------	-----	------------	----	------------------	------	--------------------------------------	---	------------------	-----	-------------------	---	------------------	-------	--------------------------------------	----	------------------	----	----------------	-----	----------------	----	-----------------------------	----	------------------------------	-----	----------------------	----	--------------------------	---	--------------------------	----	--------------------------	---	-----------

Таблица 6.14

2	3,5	14	40	10	2,4	1050	70	60	150	65	185	130	21	0,31	0,8	0,5	2	0,002	36	70	160	14	45	150	65	10	65	Б
3	4	15	45	8	1,5	1100	80	70	200	50	160	130	22	0,35	0,75	0,5	2,5	0,0022	41	80	172	12	45	140	55	5	55	В
4	3,5	14	52	8	1,8	1150	90	80	150	70	200	160	25	0,4	0,6	0,5	2	0,002	40	86	182	15	45	150	65	0	60	Г
5	5	15	58	7	1,6	1200	100	90	100	80	220	180	28	0,45	0,75	0,5	2	0,002	45	95	210	16	50	160	70	5	65	А
6	3	13	46	9	2	1250	110	100	100	50	150	125	16	0,14	1	0,5	2	0,002	32	50	120	15	50	125	60	0	60	Б
7	3,5	14	40	10	2,4	1300	120	110	150	65	185	130	21	0,31	0,8	0,5	2	0,002	36	70	160	14	45	150	65	10	65	В
8	4	15	45	8	1,5	1350	130	120	200	50	160	130	22	0,35	0,75	0,5	2,5	0,0022	41	80	172	12	45	140	55	5	55	Г
9	3,5	14	52	8	1,8	1400	140	130	150	70	200	160	25	0,4	0,6	0,5	2	0,002	40	86	182	15	45	150	65	0	60	А
10	5	15	58	7	1,6	1450	150	140	100	80	220	180	28	0,45	0,75	0,5	2	0,002	45	95	210	16	50	160	70	5	65	Б
11	3	13	46	9	2	1500	160	150	100	50	150	125	16	0,14	1	0,5	2	0,002	32	50	120	15	50	125	60	0	60	В

12	3,5	14	40	10	2,4	1025	65	160	150	65	185	130	21	0,31	0,8	0,5	2	0,002	36	70	160	14	45	150	65	10	65	Г
13	4	15	45	8	1,5	1075	75	170	200	50	160	130	22	0,35	0,75	0,5	2,5	0,0022	41	80	172	12	45	140	55	5	55	А
14	3,5	14	52	8	1,8	1125	85	180	150	70	200	160	25	0,4	0,6	0,5	2	0,002	40	86	182	15	45	150	65	0	60	Б
15	5	15	58	7	1,6	1175	95	190	100	80	220	180	28	0,45	0,75	0,5	2	0,002	45	95	210	16	50	160	70	5	65	В
16	3	13	46	9	2	1225	105	200	100	50	150	125	16	0,14	1	0,5	2	0,002	32	50	120	15	50	125	60	0	60	Г
17	3,5	14	40	10	2,4	1275	115	60	150	65	185	130	21	0,31	0,8	0,5	2	0,002	36	70	160	14	45	150	65	10	65	А
18	4	15	45	8	1,5	1325	125	70	200	50	160	130	22	0,35	0,75	0,5	2,5	0,0022	41	80	172	12	45	140	55	5	55	Б
19	3,5	14	52	8	1,8	1375	135	80	150	70	200	160	25	0,4	0,6	0,5	2	0,002	40	86	182	15	45	150	65	0	60	В
20	5	15	58	7	1,6	1425	145	90	100	80	220	180	28	0,45	0,75	0,5	2	0,002	45	95	210	16	50	160	70	5	65	Г
21	3	13	46	9	2	1475	155	100	100	50	150	125	16	0,14	1	0,5	2	0,002	32	50	120	15	50	125	60	0	60	А

22	3,5	14	40	10	2,4	1525	165	110	150	65	185	130	21	0,31	0,8	0,5	2	0,002	36	70	160	14	45	150	65	10	65	Б
23	4	15	45	8	1,5	1550	147	120	200	50	160	130	22	0,35	0,75	0,5	2,5	0,0022	41	80	172	12	45	140	55	5	55	В
24	3,5	14	52	8	1,8	1020	70	130	150	70	200	160	25	0,4	0,6	0,5	2	0,002	40	86	182	15	45	150	65	0	60	Г
25	5	15	58	7	1,6	1575	170	140	100	80	220	180	28	0,45	0,75	0,5	2	0,002	45	95	210	16	50	160	70	5	65	А

Исходные данные для проектирования в зависимости от варианта приведены в таблице 6.14. Величины r_{O_2A} l_{O_2B} определяются пользуясь величиной k .

3	3	14	40	5	90	310	135	6,5	1100	80	1100	260	2,5	4,5	0,003	3	0,0015	9,5	0,007	16	1	72	20	45	128	65	10	65	B
4	2	13	39	4	10	325	150	8	1150	90	1150	240	3,5	5	0,004	5	0,009	10	0,01	22	2,6	83	15	50	118	60	5	55	Г
5	4	12	46	6	120	350	120	8	1200	100	1200	260	4,5	6	0,007	4	0,001	9	0,012	25	2,8	86	18	45	110	65	0	60	A
6	3,5	16	45	5,5	60	270	112	6	1250	110	1250	250	3	3	0,001	3	0,003	7,5	0,006	12	0,36	62	18	45	150	75	5	75	Б
7	2,5	15	42	4,5	75	295	120	7	1300	60	1300	240	4	3,5	0,0015	4	0,002	9	0,006	15	0,9	78	16	50	142	70	10	70	B
8	3	14	40	5	90	310	135	6,5	1350	70	1350	260	2,5	4,5	0,003	3	0,0015	9,5	0,007	16	1	72	20	45	128	65	10	65	Г
9	2	13	39	4	10	325	150	8	1400	90	1400	240	3,5	5	0,004	5	0,009	10	0,01	22	2,6	83	15	50	118	60	5	55	A

10	4	12	46	6	120	350	120	8	1450	100	1450	260	4,5	6	0,007	4	0,001	9	0,012	25	2,8	86	18	45	110	65	0	60	Б
11	3,5	16	45	5,5	60	270	112	6	1500	80	1500	250	3	3	0,001	3	0,003	7,5	0,006	12	0,36	62	18	45	150	75	5	75	Б
12	2,5	15	42	4,5	75	295	120	7	1025	65	1550	240	4	3,5	0,0015	4	0,002	9	0,006	15	0,9	78	16	50	142	70	10	70	Г
13	3	14	40	5	90	310	135	6,5	1075	75	1600	260	2,5	4,5	0,003	3	0,0015	9,5	0,007	16	1	72	20	45	128	65	10	65	А
14	2	13	39	4	10	325	150	8	1125	85	1650	240	3,5	5	0,004	5	0,009	10	0,01	22	2,6	83	15	50	118	60	5	55	Б
15	4	12	46	6	120	350	120	8	1175	95	1700	260	4,5	6	0,007	4	0,001	9	0,012	25	2,8	86	18	45	110	65	0	60	Б
16	3,5	16	45	5,5	60	270	112	6	1225	105	1750	250	3	3	0,001	3	0,003	7,5	0,006	12	0,36	62	18	45	150	75	5	75	Г

17	2,5	15	42	4,5	75	295	120	7	1275	105	1800	240	4	3,5	0,0015	4	0,002	9	0,006	15	0,9	78	16	50	142	70	10	70	A
18	3	14	40	5	90	310	135	6,5	1325	95	1850	260	2,5	4,5	0,003	3	0,0015	9,5	0,007	16	1	72	20	45	128	65	10	65	Б
19	2	13	39	4	10	325	150	8	1375	85	1900	240	3,5	5	0,004	5	0,009	10	0,01	22	2,6	83	15	50	118	60	5	55	Б
20	4	12	46	6	120	350	120	8	1425	75	1950	260	4,5	6	0,007	4	0,001	9	0,012	25	2,8	86	18	45	110	65	0	60	Г
21	3,5	16	45	5,5	60	270	112	6	1475	65	2000	250	3	3	0,001	3	0,003	7,5	0,006	12	0,36	62	18	45	150	75	5	75	А
22	2,5	15	42	4,5	75	295	120	7	1525	55	2050	240	4	3,5	0,0015	4	0,002	9	0,006	15	0,9	78	16	50	142	70	10	70	Б
23	3	14	40	5	90	310	135	6,5	1550	87	2100	260	2,5	4,5	0,003	3	0,0015	9,5	0,007	16	1	72	20	45	128	65	10	65	Б

24	2	13	39	4	10	325	150	8	1020	97	2150	240	3,5	5	0,004	5	0,009	10	0,01	22	2,6	83	15	50	118	60	5	55	Г
25	4	12	46	6	120	350	120	8	1575	107	2200	260	4,5	6	0,007	4	0,001	9	0,012	25	2,8	86	18	45	110	65	0	60	А

Исходные данные для проектирования в зависимости от варианта приведены в таблице 6.15. Длины l_{AB} и l_{O_2B} определяют по минимальному значению $\omega_{\min}$ угловой скорости звена O_2B , а длину l_{BC} – с помощью λ .

Задание 16 – Анализ и синтез механизмов качающегося конвейера

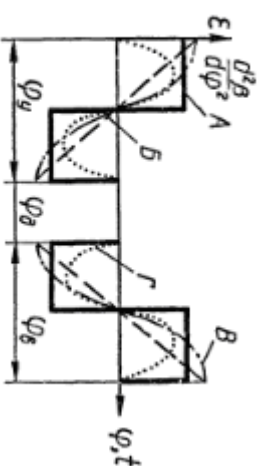
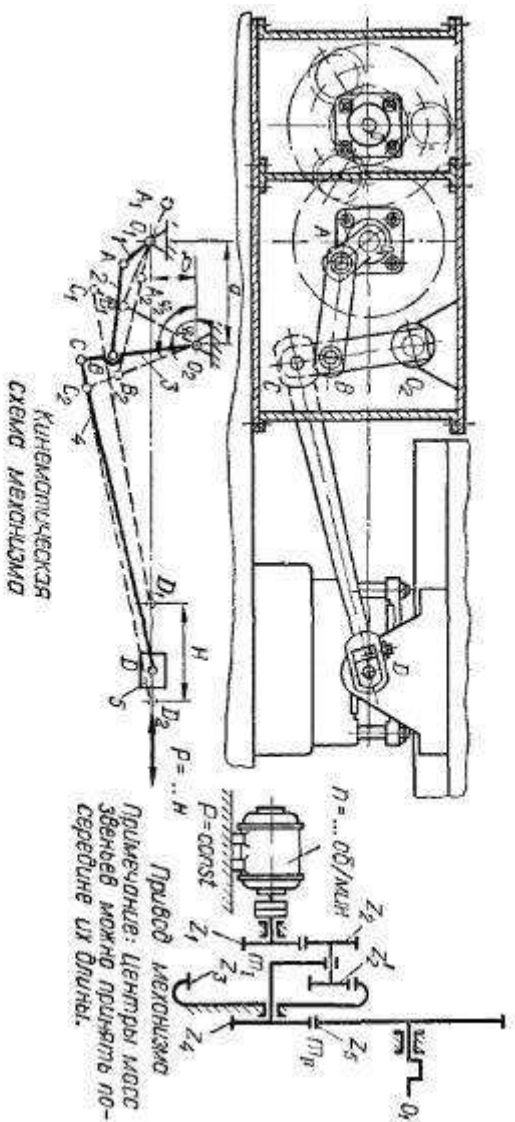


Рисунок 6.16

Таблица 6.16

1	Вариант
2,5	$m_1, \text{мм}$
12	z_4
45	z_5
5	$m_{II}, \text{мм}$
270	$H, \text{мм}$
270	$a, \text{мм}$
1000	$n_1, \text{мин}^{-1}$
60	$n_{O1A}, \text{мин}^{-1}$
1000	$P, \text{Н}$
112	$b, \text{мм}$
60	$\varphi_1, \text{град}$
120	$\varphi_2, \text{град}$
0,8	I_{O3B}/I_{O2C}
7	I_{CD}/I_{J2C}
4	$m_1, \text{кг}$
0,003	$J_{S1}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$
5,5	$m_2, \text{кг}$
0,03	$J_{S2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
16	$m_3, \text{кг}$
0,1	$J_{S3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
19	$m_4, \text{кг}$
7	$J_{S4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
46	$m_5, \text{кг}$
15	$\beta_{\max}, \text{град}$
50	$\gamma, \text{град}$
125	$l_{O4D}, \text{мм}$
60	$\varphi_y, \text{град}$
0	$\varphi_d, \text{град}$
60	$\varphi_v, \text{град}$
A	Диаграмма

2	3	13	42	6	200	295	1050	70	1050	120	70	110	0,75	6,5	3	0,001	6	0,05	17,5	0,12	19	7	42	14	45	150	65	10	65	B
3	3,5	14	40	7	250	310	1100	80	1100	135	65	115	0,8	7	3,5	0,0026	6,5	0,055	18	0,13	20	7,2	52	12	45	140	55	5	55	B
4	4	15	44	8	300	325	1150	90	1150	150	60	120	0,85	7,5	5	0,0065	7	0,09	18	0,13	22,5	9,5	50	15	45	150	65	0	60	T
5	5,5	16	46	9	320	350	1200	100	1200	120	55	125	0,8	7	5	0,0065	7,5	0,1	15	0,092	16,5	6,3	44	16	50	160	70	5	65	A
6	2,5	12	45	5	270	270	1250	110	1250	112	60	120	0,8	7	4	0,003	5,5	0,03	16	0,1	19	7	46	15	50	125	60	0	60	B
7	3	13	42	6	200	295	1300	60	1300	120	70	110	0,75	6,5	3	0,001	6	0,05	17,5	0,12	19	7	42	14	45	150	65	10	65	B
8	3,5	14	40	7	250	310	1350	70	1350	135	65	115	0,8	7	3,5	0,0026	6,5	0,055	18	0,13	20	7,2	52	12	45	140	55	5	55	T

9	4	15	44	8	300	325	1400	90	1400	150	60	120	0,85	7,5	5	0,0065	7	0,09	18	0,13	22,5	9,5	50	15	45	150	65	0	60	A
10	5,5	16	46	9	320	350	1450	100	1450	120	55	125	0,8	7	5	0,0065	7,5	0,1	15	0,092	16,5	6,3	44	16	50	160	70	5	65	B
11	2,5	12	45	5	270	270	1500	80	1500	112	60	120	0,8	7	4	0,003	5,5	0,03	16	0,1	19	7	46	15	50	125	60	0	60	B
12	3	13	42	6	200	295	1025	65	1550	120	70	110	0,75	6,5	3	0,001	6	0,05	17,5	0,12	19	7	42	14	45	150	65	10	65	Г
13	3,5	14	40	7	250	310	1075	75	1600	135	65	115	0,8	7	3,5	0,0026	6,5	0,055	18	0,13	20	7,2	52	12	45	140	55	5	55	A
14	4	15	44	8	300	325	1125	85	1650	150	60	120	0,85	7,5	5	0,0065	7	0,09	18	0,13	22,5	9,5	50	15	45	150	65	0	60	B
15	5,5	16	46	9	320	350	1175	95	1700	120	55	125	0,8	7	5	0,0065	7,5	0,1	15	0,092	16,5	6,3	44	16	50	160	70	5	65	B

16	2,5	12	45	5		270	270	1225	105	1750	112	60	120	0,8	7	4	0,003	5,5	0,03	16	0,1	19	7	46	15	50	125	60	0	60	Г
17	3	13	42	6		200	295	1275	105	1800	120	70	110	0,75	6,5	3	0,001	6	0,05	17,5	0,12	19	7	42	14	45	150	65	10	65	А
18	3,5	14	40	7		250	310	1325	95	1850	135	65	115	0,8	7	3,5	0,0026	6,5	0,055	18	0,13	20	7,2	52	12	45	140	55	5	55	Б
19	4	15	44	8		300	325	1375	85	1900	150	60	120	0,85	7,5	5	0,0065	7	0,09	18	0,13	22,5	9,5	50	15	45	150	65	0	60	Б
20	5,5	16	46	9		320	350	1425	75	1950	120	55	125	0,8	7	5	0,0065	7,5	0,1	15	0,092	16,5	6,3	44	16	50	160	70	5	65	Г
21	2,5	12	45	5		270	270	1475	65	2000	112	60	120	0,8	7	4	0,003	5,5	0,03	16	0,1	19	7	46	15	50	125	60	0	60	А
22	3	13	42	6		200	295	1525	55	2050	120	70	110	0,75	6,5	3	0,001	6	0,05	17,5	0,12	19	7	42	14	45	150	65	10	65	Б

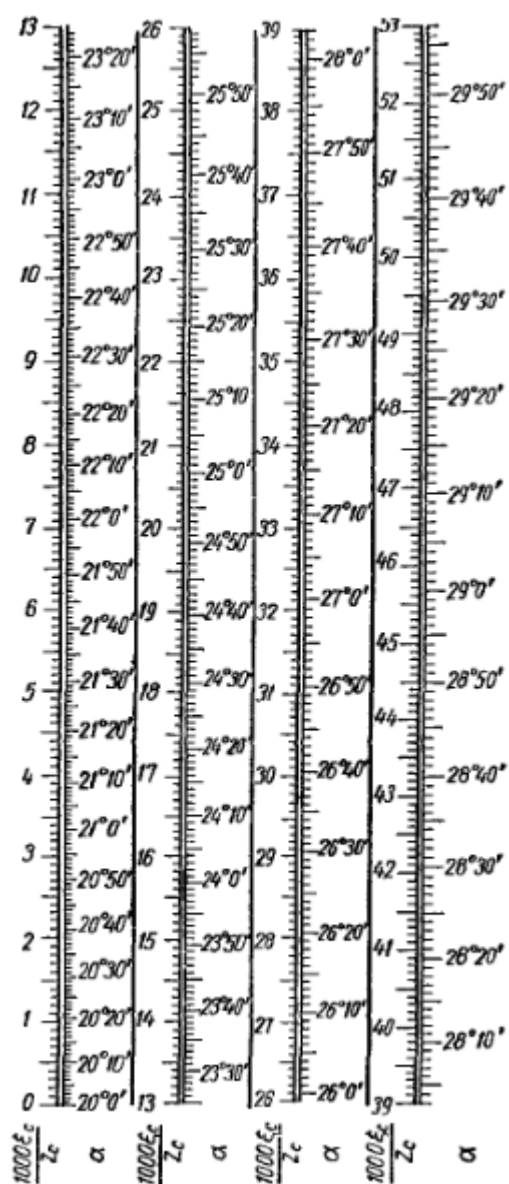
23	3,5	14	40	7	250	310	1550	87	2100	135	65	115	0,8	7	3,5	0,0026	6,5	0,055	18	0,13	20	7,2	52	12	45	140	55	5	55	В
24	4	15	44	8	300	325	1020	97	2150	150	60	120	0,85	7,5	5	0,0065	7	0,09	18	0,13	22,5	9,5	50	15	45	150	65	0	60	Г
25	5,5	16	46	9	320	350	1575	107	2200	120	55	125	0,8	7	5	0,0065	7,5	0,1	15	0,092	16,5	6,3	44	16	50	160	70	5	65	А

Исходные данные для проектирования в зависимости от варианта приведены в таблице 6.16. Длину l_{O_2C} определяют по величине H хода ползуна и углу β качания звена O_2C . Длины l_{CD} и l_{O_2B} определяют из заданных соотношений.

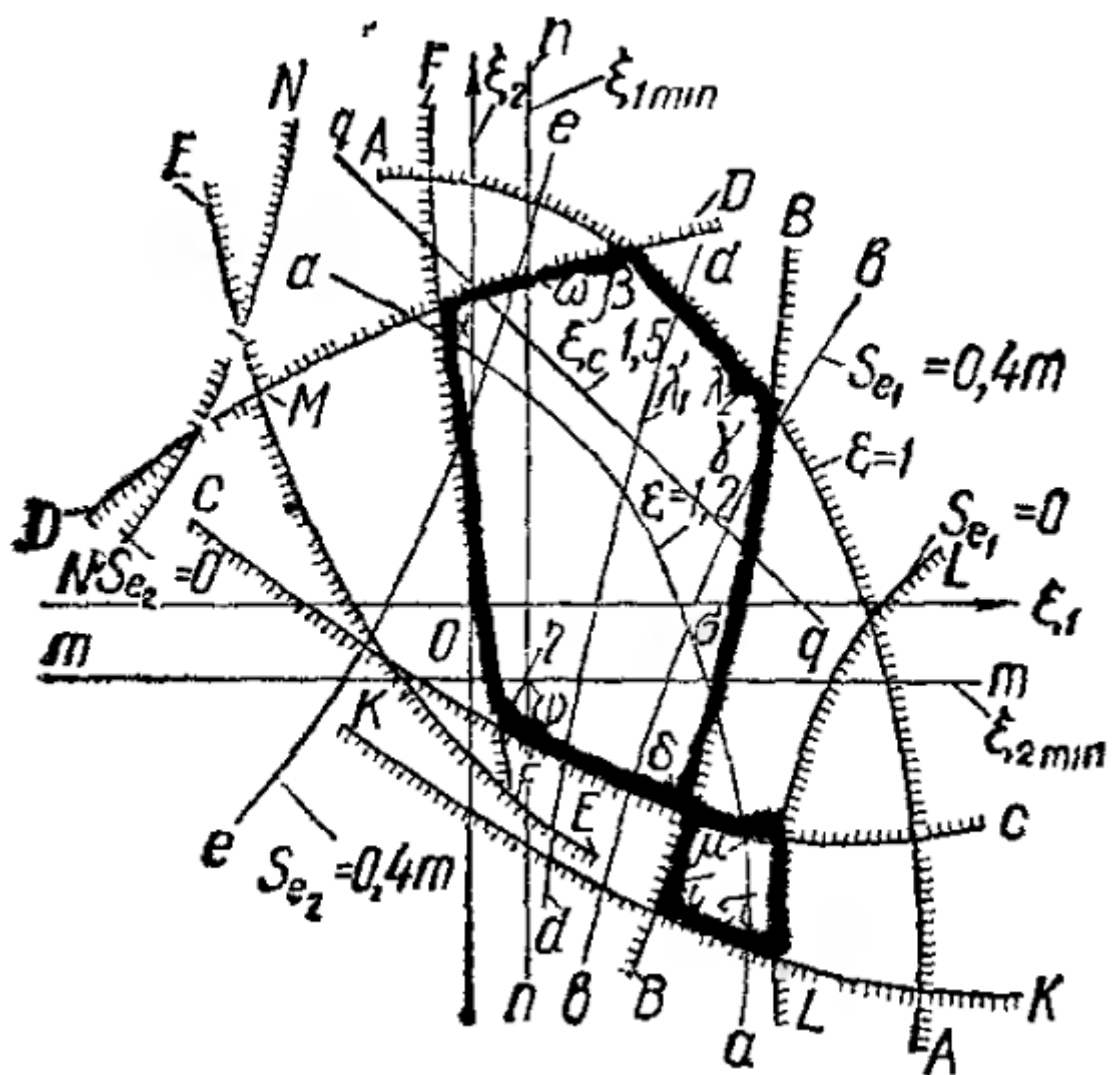
7. Список использованной литературы

1. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учебное пособие для вузов - 6-е изд., стер. Перепечатка с 5 издания Коренько А.С., Кременштейн Л.И., Петровский С.Д., Овсиенко Г.М. Медиа Стар, 2006. – 330с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: учебник для вузов.- 5-е изд., стер.- М.: Альянс, 2008.- 640 с.
3. Задания на курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Методические указания по ТММ / Сост. С.Ю. Кислов, О.А. Сотников, В.А. Костюков, Н.Г. Дудкина, Г.В. Гурьев; Волгоград. гос. техн. ун-т.-Волгоград, - 2003. – 40 с.
4. Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. М.: Высшая школа, 2002.-412с.
5. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. Теория механизмов и механика машин. Учебник для вузов 5-е изд., стер. под ред. Фролова К.В. - Москва: Высшая школа, 2005. – 496с.
6. Проектирование и исследование механизмов машинного агрегата: Метод. указ. к выполнению курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов и машин» / Сост. О.Г. Кулик – Волжский: ВИСТех (филиал) ВолгГАСУ, 2012. – 77 с.
7. Саразов, К.В. Худяков: ТММ Курсовое проектирование. [Электронный ресурс]: Учебно-методическое пособие / А.В. Саразов, К.В. Худяков //Сборник «ТММ Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. Указания к выполнению курсового проекта (работы) по курсу «Теория механизмов и машин».Электрон. текстовые дан.(1файл:786Kb)- Волгоград: ВПИ (филиал) ВолгГТУ, 2016.-систем.требования:Windows 95 и выше; ПК с процессором 486+; CD-ROM.

Номограмма для определения монтажного угла зацепления



Блокирующий контур



Приложение В

Значения коэффициентов ψ , ξ_1 , ξ_2 для неравносмещенного внешнего за-
цепления при $1 \leq U_{1,2} \leq 2$

z_1	11	12	13	14	15	16	17
ψ	0,127	0,145	0,160	0,175	0,190	0,202	0,215

z_1	18	19	20	21	22	23	24
ψ	0,227	0,239	0,250	0,257	0,265	0,272	0,278

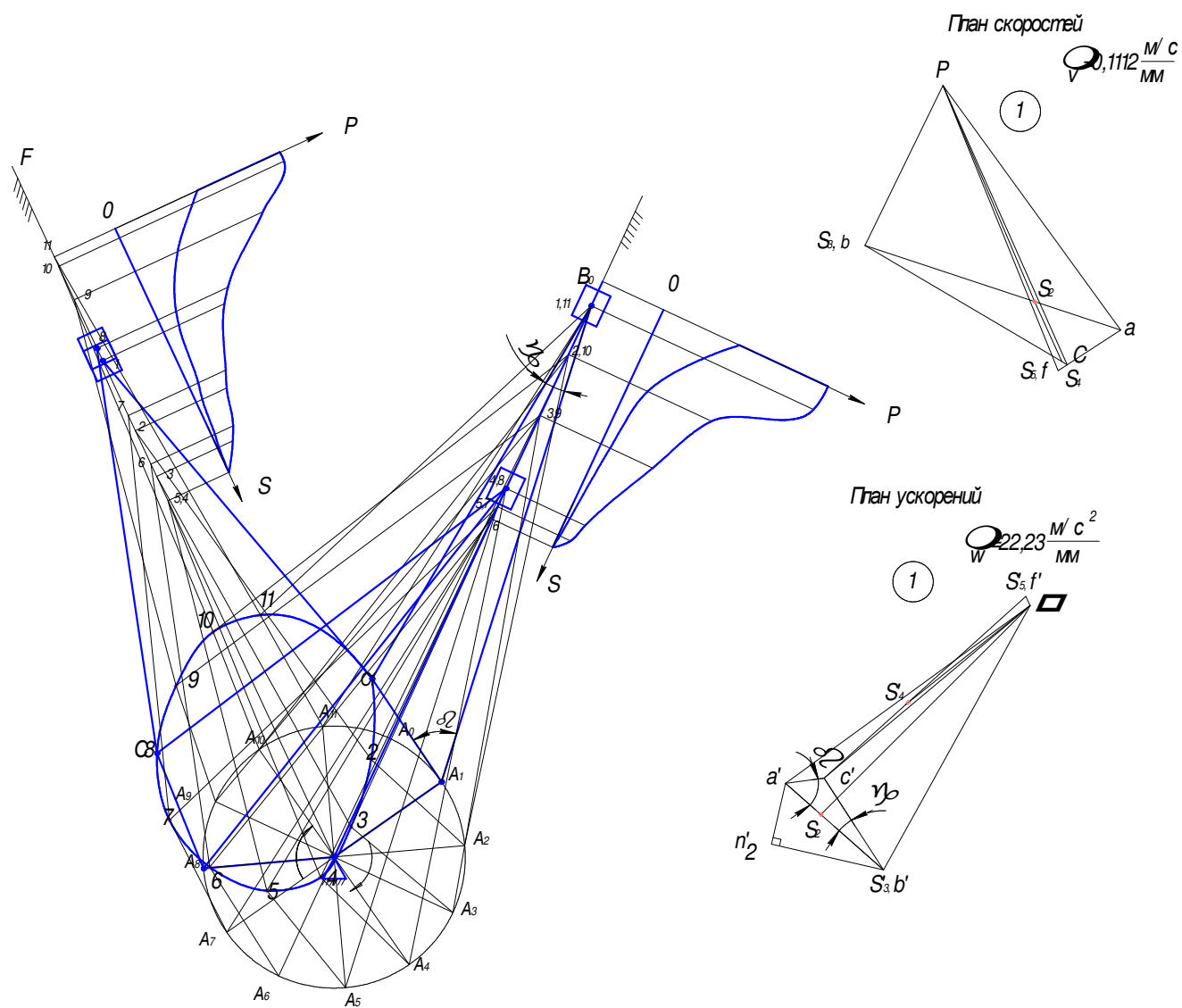
z_2	Значе												
	11		12		13		14		15		16		17
	σ_1	σ_2	σ_1	σ_2	σ_1	σ_2	σ_1	σ_2	σ_1	σ_2	σ_1	σ_2	σ_1
11	0,395	0,395	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12	0,432	0,372	0,444	0,444	—	—	—	—	—	—	—	—	—
13	0,464	0,354	0,479	0,423	0,486	0,486	—	—	—	—	—	—	—
14	0,490	0,341	0,515	0,400	0,524	0,462	0,525	0,525	—	—	—	—	—
15	0,513	0,330	0,543	0,386	0,557	0,443	0,565	0,506	0,571	0,571	—	—	—
16	0,534	0,322	0,566	0,376	0,588	0,426	0,600	0,485	0,609	0,547	0,608	0,608	—
17	0,551	0,317	0,589	0,365	0,614	0,414	0,631	0,468	0,644	0,526	0,644	0,586	0,646
18	0,568	0,312	0,609	0,358	0,636	0,405	0,661	0,452	0,677	0,508	0,678	0,566	0,683
19	0,584	0,308	0,626	0,353	0,659	0,394	0,686	0,441	0,706	0,492	0,716	0,542	0,720
20	0,601	0,303	0,646	0,345	0,676	0,389	0,706	0,433	0,711	0,481	0,744	0,528	0,756
21	0,617	0,299	0,663	0,341	0,694	0,384	0,726	0,426	0,754	0,472	0,766	0,519	0,781
22	0,630	0,297	0,679	0,337	0,714	0,376	0,745	0,419	0,775	0,463	0,793	0,507	0,809
23	—	—	0,693	0,334	0,730	0,372	0,763	0,414	0,792	0,458	0,815	0,497	0,833
24	—	—	0,706	0,333	0,745	0,369	0,780	0,409	0,813	0,449	0,834	0,491	0,856
25	—	—	—	—	0,758	0,368	0,796	0,405	0,830	0,445	0,854	0,483	0,878
26	—	—	—	—	0,773	0,365	0,813	0,400	0,848	0,440	0,869	0,480	0,898
27	—	—	—	—	—	—	0,826	0,399	0,862	0,438	0,892	0,470	0,916
28	—	—	—	—	—	—	0,840	0,397	0,881	0,431	0,907	0,467	0,936
29	—	—	—	—	—	—	—	—	0,894	0,430	0,921	0,465	0,952
30	—	—	—	—	—	—	—	—	0,908	0,428	0,936	0,462	0,968
31	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,951	0,459	0,981
32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,967	0,455	0,999
33	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,014
34	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,030

Значения коэффициентов ψ , ξ_1 , ξ_2 для неравносмещенного внешнего за-
цепления при $2 < U_{1,2} \leq 5$

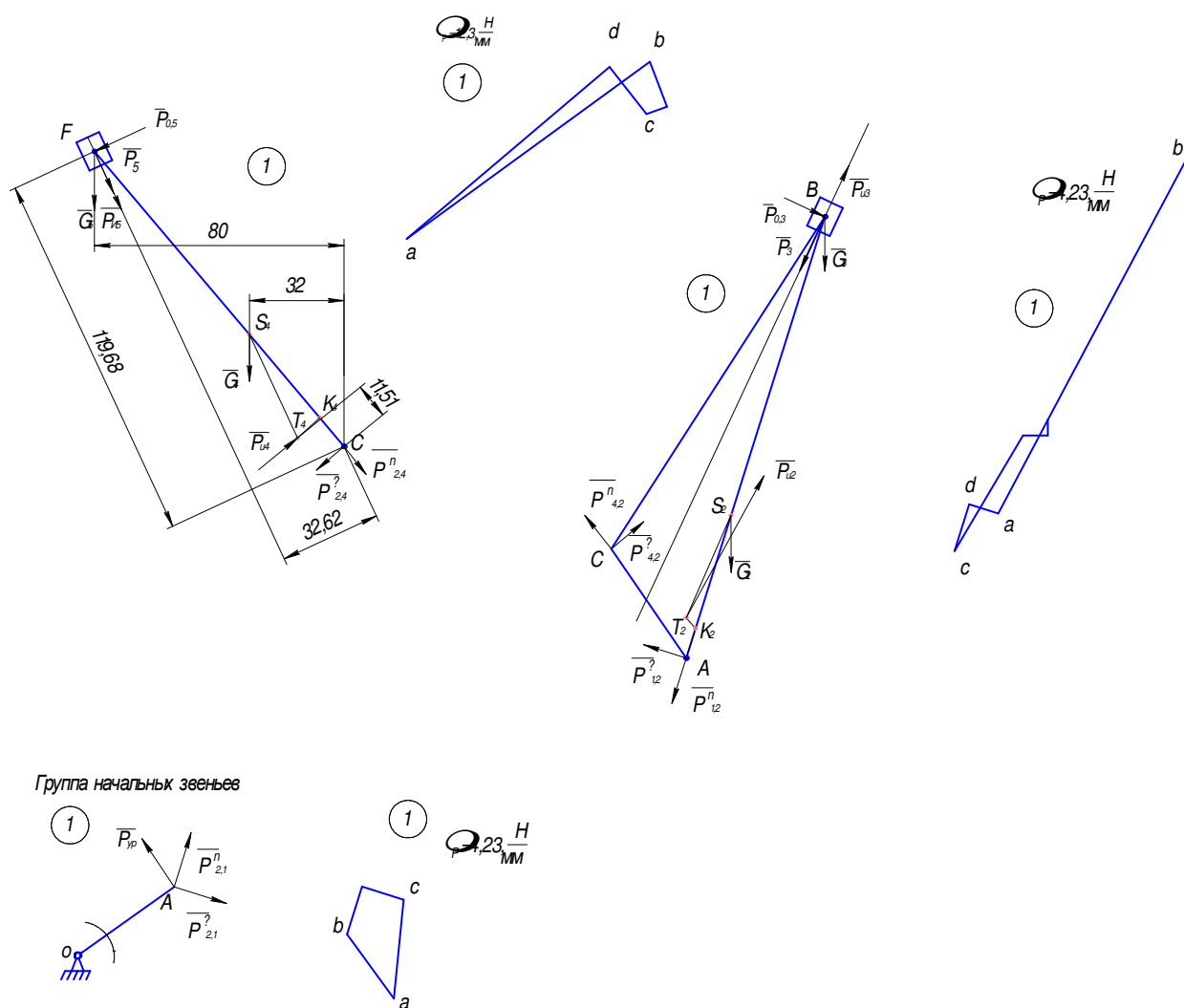
z_1	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
ψ	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,25
ξ	0,66	0,73	0,80	0,86	0,92	0,98	1,04	1,10	1,16	1,22	1,27

z_2	Значение 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	—	—
45	0,661	0,648	0,635	0,632	0,628	0,624	0,620	0,616	0,611	0,606	0,566
50	0,709	0,696	0,685	0,684	0,682	0,677	0,674	0,671	0,667	0,662	0,623
55	0,754	0,745	0,734	0,732	0,731	0,728	0,727	0,722	0,720	0,716	0,677
60	—	0,789	0,782	0,780	0,779	0,778	0,777	0,773	0,772	0,769	0,729
65	—	—	0,822	0,825	0,826	0,827	0,825	0,823	0,821	0,820	0,778
70	—	—	—	0,866	0,870	0,872	0,874	0,871	0,869	0,868	0,828
75	—	—	—	—	0,909	0,914	0,917	0,920	0,919	0,916	0,876
80	—	—	—	—	—	0,954	0,957	0,961	0,962	0,965	0,924
85	—	—	—	—	—	—	0,998	0,101	1,003	1,008	0,964
90	—	—	—	—	—	—	—	1,042	1,046	1,048	1,005
95	—	—	—	—	—	—	—	—	1,086	1,088	1,045
100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,129	1,087
105	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,131

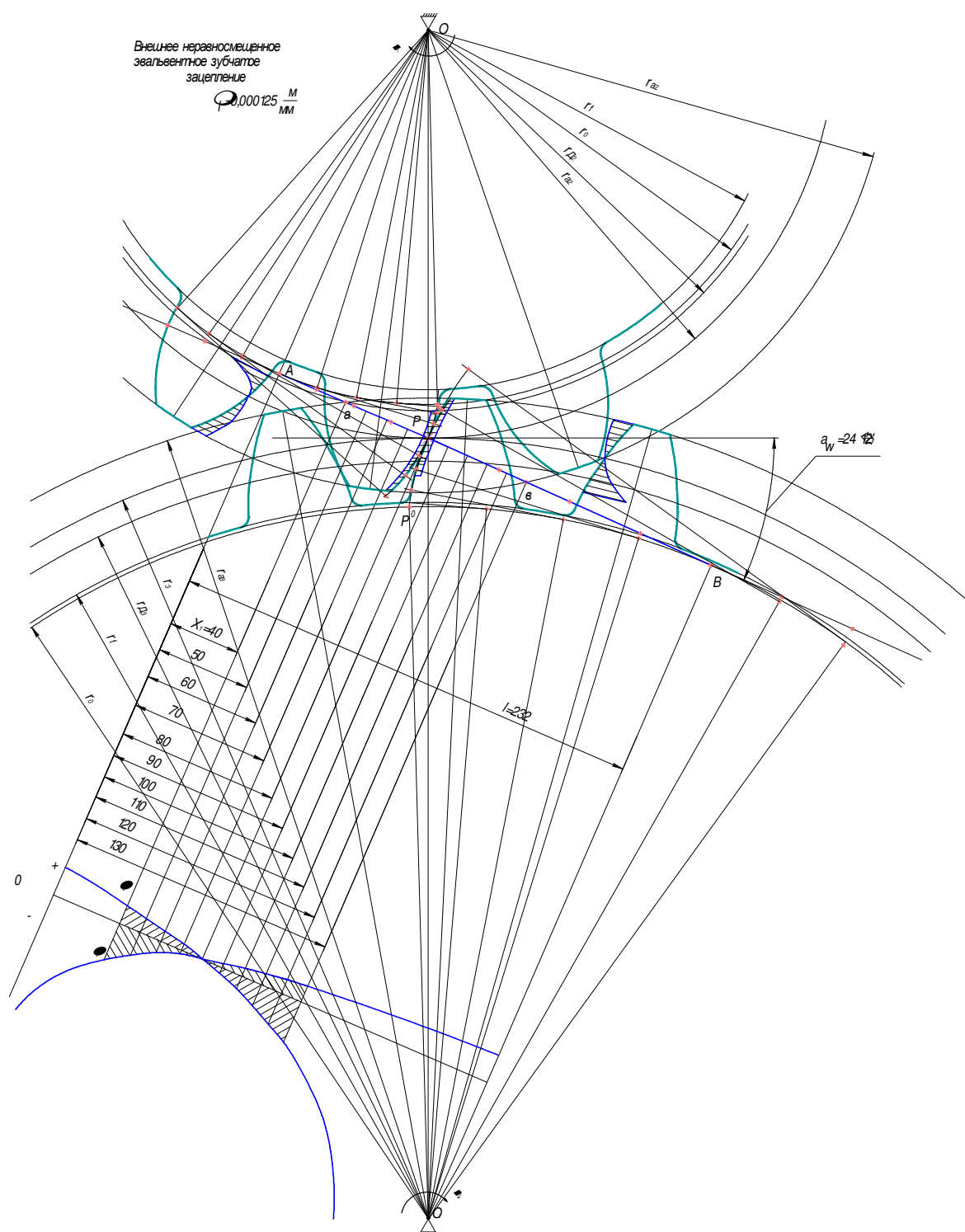
Пример кинематического исследования механизма



Пример кинетостатического исследования механизма



Пример синтеза эвольвентного зубчатого зацепления



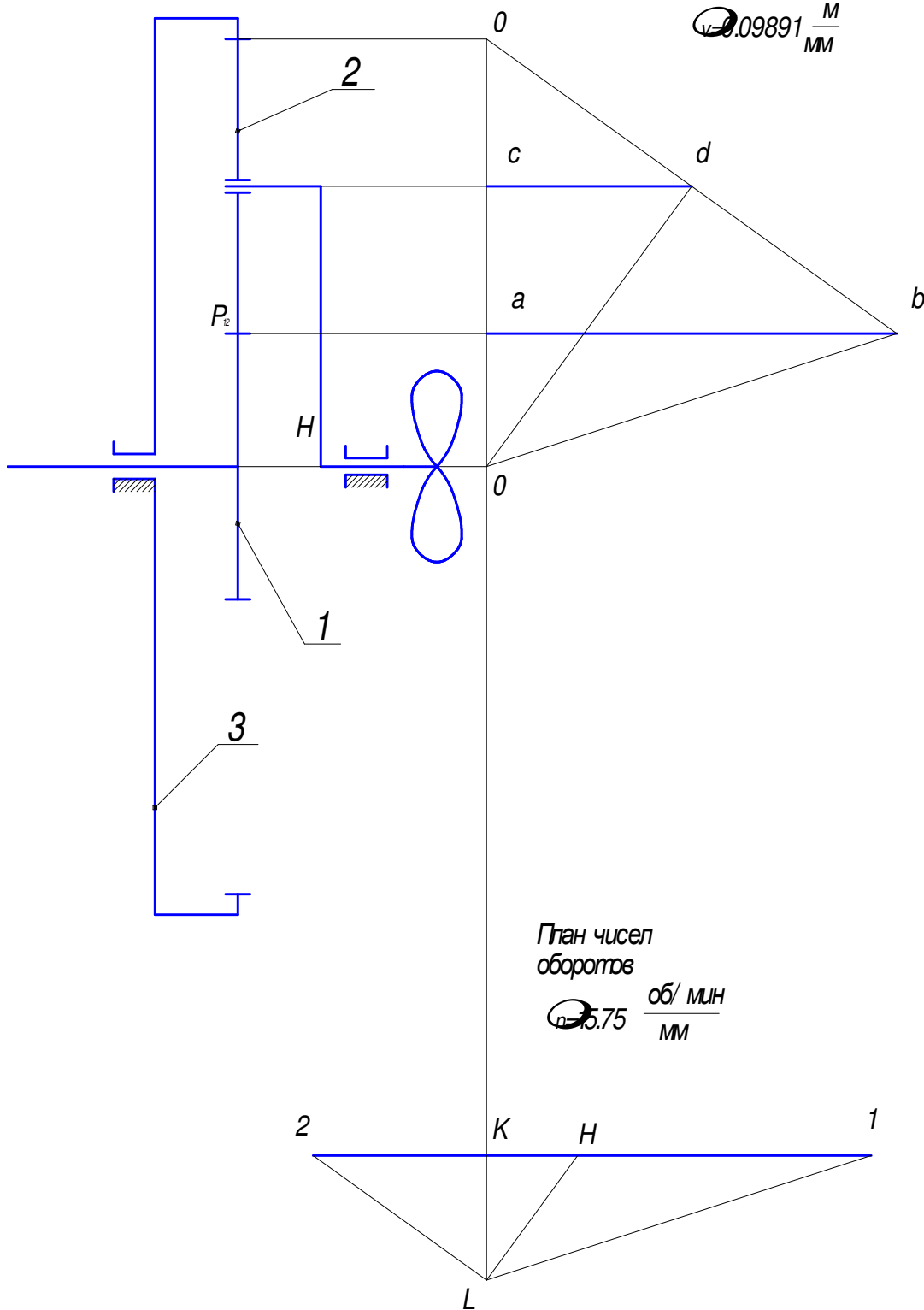
Пример синтеза планетарного редуктора

Кинематическая схема
планетарного редуктора

$$i = 0.002 \frac{M}{MM}$$

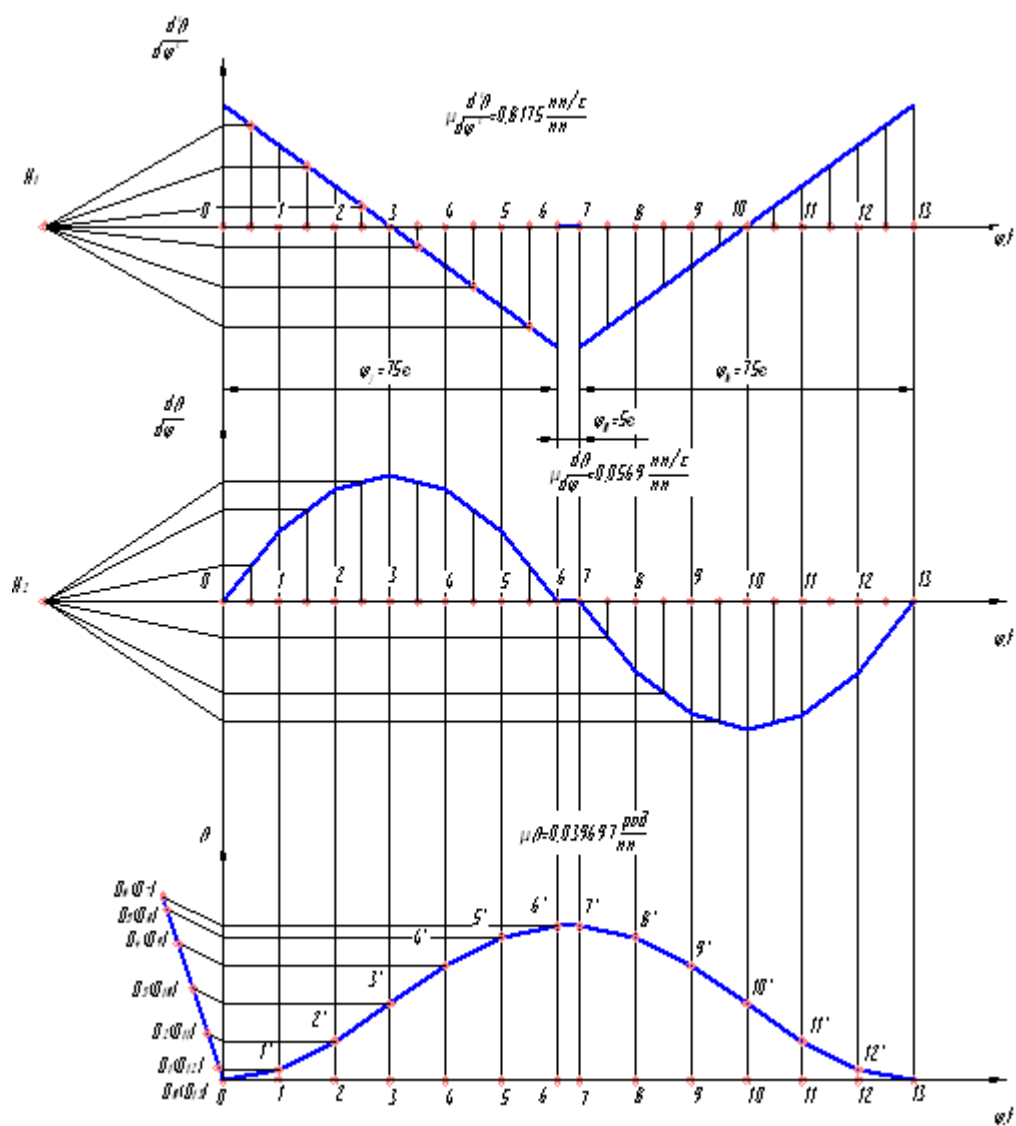
План скоростей

$$v = 0.09891 \frac{M}{MM}$$

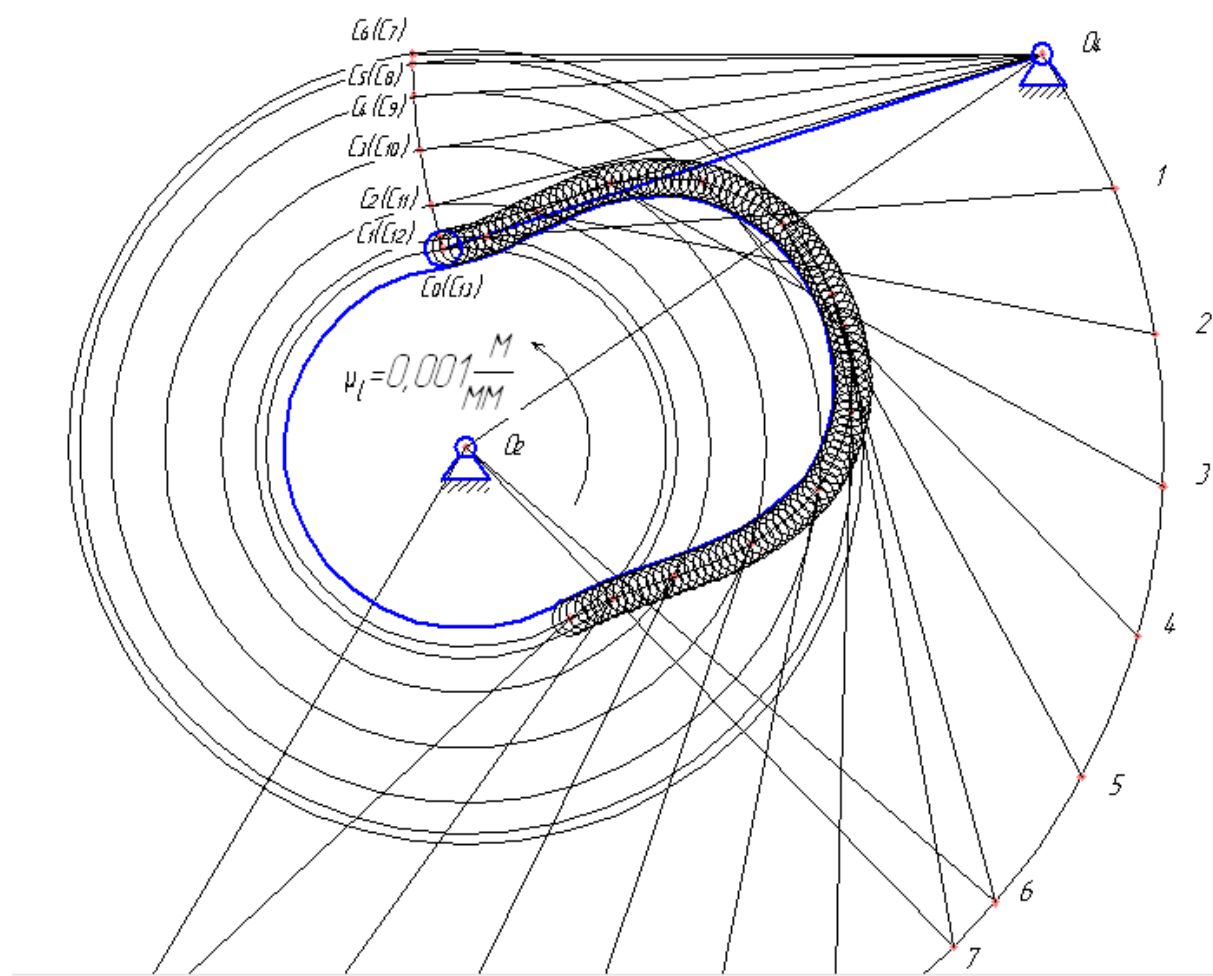


Пример синтеза кулачкового механизма

Графическое интегрирование функций



Построение профиля кулачка



Пример оформления формул в записке

Масштаб плана скоростей вычисляется по формуле (2.1).

$$\mu_v = \frac{v_A}{pa} \quad (2.1)$$

где μ_v - масштаб плана скоростей, $\frac{м / с}{мм}$,

v_A – скорость точки А, м/с,

pa – длина соответствующего отрезка на плане скоростей, мм.

Пример оформления таблиц в записке

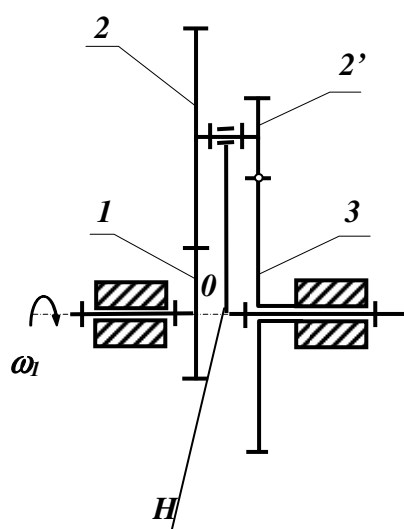
Полученные значения ускорений сведём в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Значения ускорений точек механизма.

Положе- ние меха- низма	Раз- мер- ность	Ускорения точек									
		W_A	W_{BA}^n	W_{BA}^τ	$W_B,$ W_{S3}	W_C	W_{FC}^n	W_{FC}^τ	$W_f,$ W_{S5}	W_{S2}	W_{S4}
1	мм	90	17,5	35	90	80	0	81	3	88	48
	м/с ²	3697	721	1435	5690	3280	1,26	3321	123	3608	1968
8	мм	90	6	77	59	70	6,6	66	10	74	43
	м/с ²	3697	248	3157	2419	2870	272	2706	410	3034	1763

Пример оформления иллюстраций в записке

Подбор чисел зубьев в планетарном редукторе осуществляем в соответствии со схемой 3.4.



- 1 – солнечная шестерня,
- 2-2' – блок сателлитов,
- 3 – коронная шестерня,
- H – водило.

Схема 3.4 – Схема планетарной сосной эвольвентной зубчатой передачи.

Электронное учебное издание

Александр Васильевич **Саразов**

Ольга Геннадиевна **Кулик**

Курсовое проектирование по теории механизмов и машин

Учебно-методическое пособие

Электронное издание сетевого распространения

Редактор Матвеева Н.И.

Темплан 2019 г. Поз. № 35.

Подписано к использованию 14.05.2019. Формат 60x84 1/16.

Гарнитура Times. Усл. печ. л. 8,06.

Волгоградский государственный технический университет.

400005, г. Волгоград, пр. Ленина, 28, корп. 1.

ВПИ (филиал) ВолгГТУ.

404121, г. Волжский, ул. Энгельса, 42а.