

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ВОЛОГОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра теории и проектирования машин и механизмов

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

*Проектирование механизма качающегося конвейера:
методические указания к курсовой работе*

Факультет производственного менеджмента и инновационных технологий:

Направления:

- 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
- 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»
- 15.03.01 «Машиностроение»

Вологда
2014

УДК : 621.01 (076)

Теория механизмов и машин. Проектирование механизма качающегося конвейера: методические указания к курсовой работе. – Вологда: ВоГУ, 2014. - 42 с.

Методические указания предназначены для студентов очной формы обучения.

В методических указаниях на конкретном примере рассмотрены вопросы кинематического и силового анализа механизма качающегося конвейера, включая его динамический синтез и анализ.

Утверждено редакционно-издательским советом ВоГУ

Составитель Л.Н. Рябинина, ст. преподаватель

Рецензент А.А.Богомолов, канд. техн. наук, доцент

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по теории механизмов и машин - это первая самостоятельная комплексная расчетно-графическая работа студентов.

Выполнение проекта закрепляет и углубляет знания, полученные при изучении высшей математики, физики, теоретической механики, инженерной графики и, конечно же, теории механизмов и машин.

Курсовое проектирование направлено на развитие умений студентов, систематизацию, закрепление и расширение теоретических знаний, ознакомление с синтезом и анализом современных машин и механизмов, привитие навыков самостоятельного принятия решений при выполнении исследовательских задач.

1 ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Задания на курсовую работу по теории механизмов и машин включают вопросы по структуре, кинематике и динамике плоских шарнирно-рычажных механизмов.

Цель курсовой работы – закрепить знания студентов, полученные при изучении данных разделов курса, и привить им навыки самостоятельной работы при решении ряда практических задач.

Объем курсовой работы:

1 Кинематический и силовой анализ рычажного механизма (Приложение 2).

1.1 Определить степень подвижности механизма и его класс путем разложения его на группы Ассура.

1.2 Построить 8 совмещенных планов положений механизма.

1.3 Построить 8 планов скоростей и один план ускорений для заданного положения механизма. Определить скорости и ускорения всех указанных на механизме точек.

1.4 Определить величины и направление угловых скоростей ω_i и угловых ускорений ε_i всех звеньев для заданного положения механизма.

1.5 Определить величины и направления главных векторов сил инерции P_i и главных моментов сил инерции звеньев M_i для заданного положения механизма, считая, что центры тяжести звеньев находятся в соответствующих точках S_i .

1.6 Определить реакции во всех кинематических парах и уравновешивающий момент для заданного положения механизма, пользуясь методом планов сил.

2 Динамический синтез и анализ рычажного механизма (Приложение 3).

2.1 Построить диаграмму приведенного момента от сил сопротивления в зависимости от угла поворота кривошипа [$M_{np}^C = f(\varphi_1)$].

2.2 Построить диаграммы работ сил сопротивления и сил движущих [$A_C = f(\varphi_1)$ и $A_{\partial s} = f(\varphi_1)$].

2.3 Построить диаграмму суммарной работы $[\sum A = f(\varphi_1)] = \Delta T$ (приращения кинетической энергии машины с маховиком).

2.4 Построить диаграмму кинетической энергии второй группы звеньев $[T_2 = f(\varphi_1)]$.

2.5 Построить диаграмму приращения кинетической энергии первой группы звеньев $[\Delta T_1 = f(\varphi_1)]$.

2.6 Определить момент инерции и размеры маховика.

2.7 Построить диаграммы угловой скорости и аналога углового ускорения кривошипа. Определить числовые значения угловой скорости и углового ускорения кривошипа для всех положений механизма.

Выполнение всех расчетов и построение всех графиков выполняются согласно ГОСТ 8.417-2002. Оформление графической части работы в соответствии с ЕСКД и настоящими методическими рекомендациями.

Курсовая работа должна быть сшита и прикреплена к обложке. Допускается переплет пластиковой лентой, кольцами, пружинами, скоросшивателем. Запрещается скреплять курсовую работу степлером.

Структура курсового проекта/работы включает в себя обязательные элементы:

- титульный лист (приложение 1);
- содержание;
- введение;
- основную часть;
- заключение;
- список использованных источников.

Содержание включает введение, наименование всех глав, пунктов (если они имеют наименование), заключение, список использованных источников и наименование приложений с указанием номеров страниц, с которых начинаются эти элементы КР.

Введение в курсовом проекте/работе должно отражать цели, задачи, поставленные перед студентом, принцип работы проектируемого механизма.

Заключение КР должно содержать краткие выводы по результатам выполненной работы.

Список использованных источников является необходимой структурной частью курсового проекта/работы. Он содержит перечень источников, использованных при написании (независимо от вида документа и носителя – бумажного или электронного), помещается после основного текста, перед приложениями, имеет сквозную нумерацию страниц.

Библиографические записи в списке должны содержать основные сведения, достаточные для характеристики и идентификации изданий: автор, заглавие, место и год издания, количество страниц и т.д.; оформляются в соответствии с ГОСТ 7.1 – 2003.

Компьютерная верстка текста выполняется в соответствии с таблицей 1. Страницы текста КР и включенные в текст иллюстрации и таблицы должны соответствовать формату А4 по ГОСТ 9327-60.

Таблица 1 - Компьютерная верстка текста

Наименование элементов	1 –й вариант (предпочтительный)	2 –й вариант (допустимый)
1	2	3
<i>Заголовок главы</i>		
Новая страница	Да	Да
Шрифт Times New Roman, пт	16 (полуж.)	14 (полуж.)
Абзацный отступ, см	1,0-1,2	0,8-1,0
Интервал до, пт	0	0
Интервал после, пт	20	15
Выравнивание	Слева	Слева
Межстрочное расстояние	1,5 инт.	1 инт.
<i>Заголовок пункта</i>		
Новая страница	Нет	Нет
Шрифт Times New Roman, пт	14 (полуж.)	12 (полуж.)
Абзацный отступ, см	1,0-1,2	0,8-1,0
Интервал до, пт	12	10
Интервал после, пт	8	5
Выравнивание	Слева	Слева
Межстрочное расстояние	1,5 инт.	1 инт.
<i>Основной текст</i>		
Шрифт Times New Roman, пт	14	12
Шрифт номера страницы Times New Roman, пт	14	12
Абзацный отступ, см	1,0-1,2	0,8-1,0
Выравнивание	Полное	Полное
Межстрочное расстояние	1,5 инт.	1 инт.
Размер символов в математических выражениях соответствует шрифту, пт	14	12
<i>Подписи к рисункам и заголовкам таблиц</i>		
Шрифт Times New Roman, пт	12	10
<i>Шрифт текста в таблице</i>		
Шрифт Times New Roman, пт	не менее 8 пт	
<i>Параметры документа</i>		
Размер бумаги, мм	A4 (210x297)	
Верхнее поле, мм	20	
Нижнее поле, мм	20	
Правое поле, мм	10	
Левое поле, мм	30	

Вне зависимости от способа выполнения курсового проекта качество напечатанного текста и оформления иллюстраций, таблиц, распечаток должно удовлетворять требованию их четкого воспроизведения.

Сокращение русских слов и словосочетаний - по ГОСТ 7.12-93.

Не следует сокращать слова и словосочетания: графа, уравнение, формула, так как, так что, например, более или менее, главным образом, должно быть, около, таким образом, так называемый.

Наименования структурных элементов: «СОДЕРЖАНИЕ», «ВВЕДЕНИЕ», «НАИМЕНОВАНИЕ ГЛАВ», «ЗАКЛЮЧЕНИЕ», «СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ», «ПРИЛОЖЕНИЕ». Заголовки структурных элементов располагаются в середине строки, без точки в конце, прописными буквами.

Основную часть КП/КР следует делить на главы, пункты и подпункты. При делении текста записки на пункты и подпункты необходимо, чтобы каждый пункт содержал законченную информацию.

Главы, пункты и подпункты обозначаются арабскими цифрами без точки и записываются с абзацного отступа. Главы должны иметь порядковую нумерацию в пределах всего текста, за исключением приложений. Введение и заключение не нумеруются.

Страницы следует нумеровать арабскими цифрами, соблюдая сквозную нумерацию по всему тексту. Номер страницы проставляют в центре нижней части листа без точки.

Титульный лист и задание включают в общую нумерацию страниц записки. Номер страницы на титульном листе и на листах задания не проставляют, но в нумерации учитывают.

Иллюстрации и таблицы, расположенные на отдельных листах, включают в общую нумерацию страниц записки. Иллюстрации и таблицы на листе формата А3 учитывают как одну страницу. На листах с иллюстрациями, расположенными с поворотом по часовой стрелке, номер страницы не ставится.

Иллюстрации (чертежи, графики, схемы, компьютерные распечатки, диаграммы, фотоснимки) следует располагать в записке непосредственно после текста, в котором они упоминаются впервые, или на следующей странице. На все иллюстрации должны быть даны ссылки.

Иллюстрации следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Если рисунок один, то он обозначается «Рисунок 1». Слово «Рисунок» и его наименование располагают посередине строки под рисунком.

Пример: Рисунок 1 - Детали прибора.

Если на рисунке имеются цифровые или буквенные обозначения, они должны быть описаны в тексте или объяснены под рисунком. В случае записи под рисунком позиции отделяют друг от друга точкой с запятой, номера позиций отделяют от расшифровок знаком тире

Пример: Рисунок 1 – Структурная схема механизма:

1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун.

При ссылках на иллюстрации следует писать «... в соответствии с рисунком 2» при сквозной нумерации и «... в соответствии с рисунком 1.2» при нумерации в пределах главы.

Таблицы применяют для лучшей наглядности и удобства сравнения показателей. Наименование таблицы, при его наличии, должно отражать ее содер-

жание, быть точным, кратким. Наименование таблицы следует помещать над таблицей слева, без абзацного отступа в одну строку с ее номером через тире. Таблицу следует располагать непосредственно после текста, в котором она упоминается впервые, или на следующей странице. На все таблицы должны быть ссылки в записке. При ссылке следует писать слово «таблица» с указанием ее номера.

Таблицу с большим числом строк допускается переносить на другой лист (страницу). При переносе части таблицы на другой лист (страницу) слово «Таблица», ее номер и наименование указывают один раз слева над первой частью таблицы, а над другими частями также слева пишут слова «Продолжение таблицы» и указывают номер таблицы.

Если повторяющийся в разных строках графы таблицы текст состоит из одного слова, то его после первого написания допускается заменять кавычками; если из двух и более слов, то при первом повторении его заменяют словами «То же», а далее - кавычками. Если цифровые или иные данные в какой-либо строке таблицы не приводят, то в ней ставят прочерк.

Пример:

Таблица _____ наименование таблицы
номер

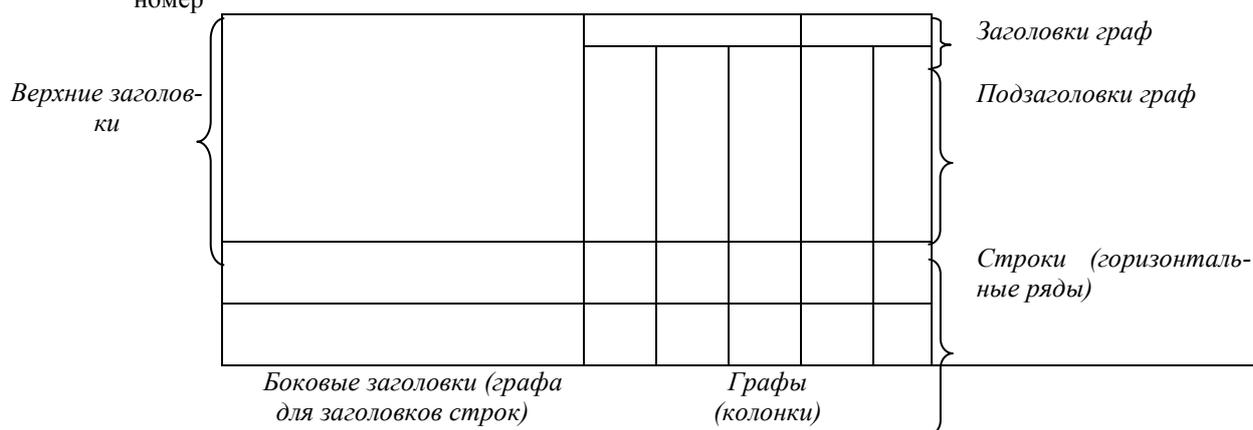


Рисунок 1

Таблицы, за исключением таблиц приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Допускается нумеровать таблицы в пределах главы. В этом случае номер таблицы состоит из номера главы и порядкового номера таблицы, разделенных точкой. Если в записке одна таблица, то она должна быть обозначена «Таблица 1». Таблицы каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения.

Заголовки граф и строк таблицы следует писать с прописной буквы в единственном числе, а подзаголовки граф - со строчной буквы, если они составляют одно предложение с заголовком, или с прописной буквы, если они имеют самостоятельное значение. В конце заголовков и подзаголовков таблиц точки не ставят.

Таблицы слева, справа и снизу, как правило, ограничивают линиями. Разделять заголовки и подзаголовки боковика и граф диагональными линиями не допускается. Заголовки граф, как правило, записывают параллельно строкам таблицы. Допускается перпендикулярное расположение заголовков граф. Головка таблицы должна быть отделена линией от остальной части таблицы.

Уравнения и формулы следует выделять из текста в отдельную строку. Формулы набираются во встроенном редакторе формул. Порядок изложения в записке математических уравнений такой же, как и формул. Выше и ниже каждой формулы или уравнения должно быть оставлено не менее одной свободной строки. Если уравнение не умещается в одну строку, то оно должно быть перенесено после знака равенства (=) или после знаков плюс (+), минус (-), умножения (x), деления (:), или других математических знаков, причем знак в начале следующей строки повторяют. При переносе формулы на знаке, символизирующем операцию умножения, применяют знак «x». Переносить на другую строку допускается только самостоятельные члены формулы. Не допускается при переносе разделение показателей степени, выражений в скобках, дробей, а также выражений, относящихся к знакам корня, интеграла, суммы, логарифмических, тригонометрических функций и т.п. В формулах точка или знак умножения не ставится перед буквенным символом, а также перед скобкой и после скобки. В рамку формула не обводится и цветом не выделяется.

Пояснение значений символов и числовых коэффициентов с расшифровкой их размерности следует приводить непосредственно под формулой в той же последовательности, в которой они даны в формуле. Перечень символов располагают с новой строки после слова «где» в виде колонки.

Символ отделяют от расшифровки знаком тире. После расшифровки каждого символа ставят точку с запятой, размерность буквенного обозначения отделяют от текста запятой.

Пример:

$$v_A = \omega_1 \cdot l_{OA} ,$$

где v_A - скорость точки A, м/с;

ω_1 - угловая скорость кривошипа, рад/с;

l_{OA} - длина кривошипа, м;

Формулы в записке следует нумеровать порядковой нумерацией в пределах всей записки арабскими цифрами в круглых скобках в крайнем правом положении на строке. Допускается нумерация формул в пределах главы. В этом случае номер формулы состоит из номера главы и порядкового номера формулы, разделенных точкой, например (3.1).

Одну формулу обозначают - (1). В многострочной формуле номер формулы пишут против последней строки.

2 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

(приложение 2)

Проектирование механизма качающегося конвейера

Качающийся конвейер предназначен для транспортировки сыпучих и кусковых материалов в горизонтальном направлении.

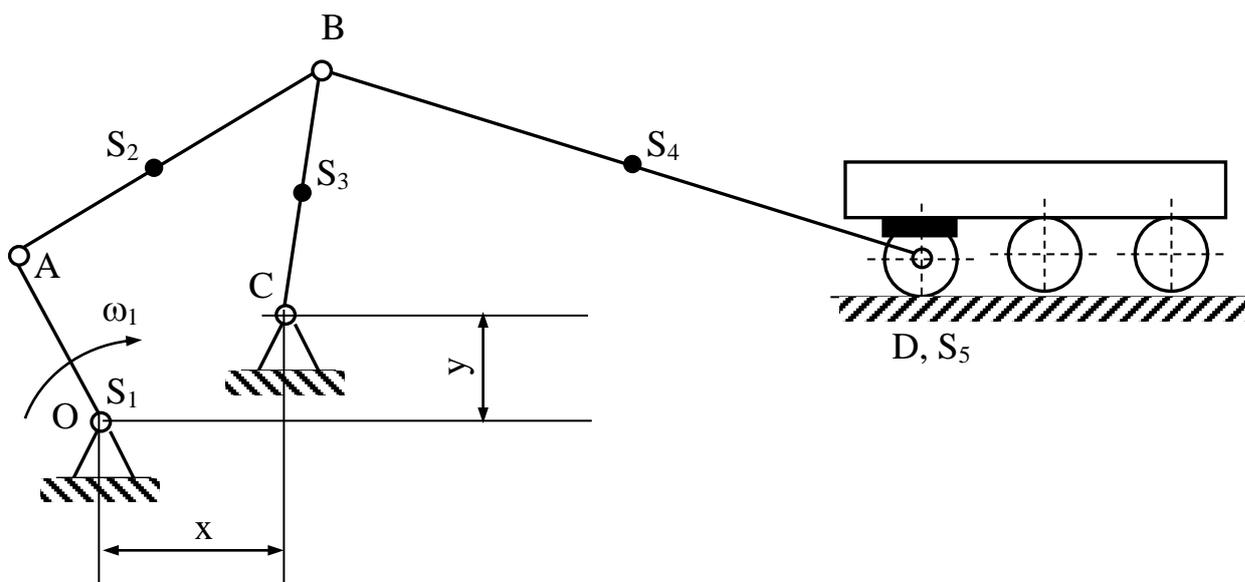


Рисунок 2 - Схема механизма качающегося конвейера

Исходные данные:

Схема механизма (Рисунок 2);

Число оборотов кривошипа $n_1=60$ об/мин;

Число оборотов двигателя $n_{дв}=930$ об/мин;

Длины звеньев : $l_{OA}=0,15$ м, $l_{AB}=0,6$ м, $l_{BC}=0,4$ м, $l_{BD}=0,8$ м, $x=0,5$ м, $y=0,05$ м;

Положение центров масс: $l_{AS2}=0,5l_{AB}$, $l_{CS3}=0,5l_{CB}$, $l_{BS4}=0,5l_{BD}$;

Массы звеньев : $m_2=18$ кг, $m_3=22$ кг, $m_4=100$ кг, $m_5=400$ кг;

Масса перемещаемого материала $m_M=750$ кг;

Момент инерции звеньев: $I_{S2}=0,5$ кгм², $I_{S3}=1,0$ кгм², $I_{S4}=40$ кгм²;

Сила сопротивления при движении желоба слева направо $P_{C1}=1300$ Н;

Сила сопротивления при обратном ходе $P_{C2}=4000$ Н ;

Положение кривошипа при силовом расчете $\varphi=45^\circ$;

Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta=1/30$.

2.1 Структурный анализ механизма

Задачей структурного анализа является определение класса механизма на основе классификации, разработанной профессором Л.В. Ассуром и академиком И.И. Артоболевским. По этой классификации любой плоский шарнирно-рычажный механизм может быть образован путем присоединения к ведущему звену (или звеньям) групп нулевой степени подвижности (групп Ассура).

Количество ведущих звеньев механизма определяется степенью подвижности W , вычисляемой по формуле Чебышева

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

где n – число подвижных звеньев, ($n=5$)

p_1 , p_2 – число кинематических пар пятого класса - одноподвижных и четвертого класса - двухподвижных ($p_1 = 7$, $p_2 = 0$);

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Следовательно, при одном ведущем звене (кривошипе) все звенья механизма совершают строго определенное движение.

Для определения класса механизма разложим его на группы Ассура, условием существования которых является

$$W = 3n - 2p_1 = 0.$$

Исходя из того, что n и p_1 – числа целые, в гр. Ассура имеем:

n	2	4	6	...
p_1	3	6	9	...

Группа, состоящая из 2-х звеньев и 3-х кинематических пар, является группой Ассура 2-го класса (двухповодковой).

Класс группы Ассура выше второго определяется числом внутренних кинематических пар, образующих наиболее сложный замкнутый контур.

Группы Ассура подразделяются на порядки. Порядок группы Ассура определяется числом внешних кинематических пар, которыми группа присоединяется к механизму.

Расчленение механизма на группы осуществляется методом попыток. Отсоединяя группу, состоящую из 2-х соединенных между собой подвижных звеньев, проверяем степень подвижности оставшегося механизма. Если она не изменяется, то отсоединение произведено верно. При невозможности отсоединить простейшую двухповодковую группу, следует попытаться отсоединить более сложную, например, состоящую из 4-х звеньев и 6 кинематических пар.

Разложение начинаем с выходного (пятого) звена (рисунок 3). Первая отсоединенная группа Ассура (4-5) – второго класса, второго порядка, второго вида. Вторая группа состоит из второго и третьего звеньев - второго класса, второго порядка, первого вида. Входное звено и стойка образуют механизм 1 класса.

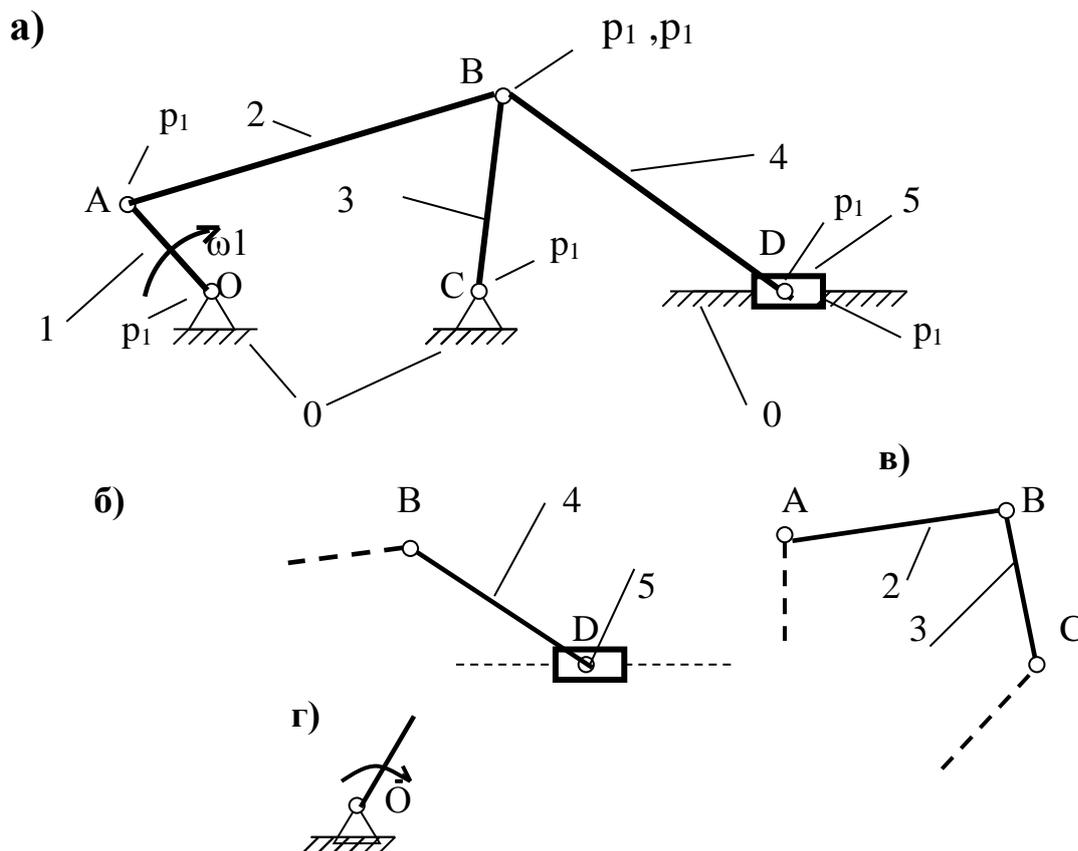


Рисунок 3 - Разложение механизма на группы Ассур:

1- кривошип; 2- шатун; 3- коромысло; 4- шатун; 5- ползун; 0- стойка

Общий класс механизма, определяемый по наивысшему классу групп Ассур, входящих в данный механизм, - второй.

Формула строения механизма (порядок присоединения гр. Ассур к механизму 1-го класса).

$$1_{(1,0)} \longrightarrow 2_{(2,3)} \longrightarrow 2_{(4,5)}.$$

2.2 Кинематическое исследование механизма

В задачу кинематического анализа входит определение законов движения звеньев механизма вне зависимости от сил, действующих на эти звенья определение скоростей и ускорений точек и угловых скоростей и ускорений звеньев.

2.2.1 Построение планов положений

По исходным данным вычерчивается схема механизма в произвольно выбранном масштабе. Масштабный коэффициент μ_ℓ указывает количество единиц изображаемой величины в 1 мм чертежа. При построении планов механизма желательно масштабный коэффициент μ_ℓ [м/мм] выбирать из следующего ряда: 0,001; 0,002; 0,0025; 0,004; 0,05; 0,08; 0,1 и т.д.

Пусть заданный размер звена $l_{OA} = 0,15 \text{ м}$ будет изображен на чертеже отрезком $OA = 15 \text{ мм}$. Тогда масштабный коэффициент $\mu_l = l_{OA}/OA = 0,15/15 = 0,01 \text{ м/мм}$.

Определяем величины отрезков, изображающих длины звеньев на чертеже.

$$AB = l_{AB} / \mu_l = 0,6 / 0,01 = 60 \text{ мм},$$

$$BC = l_{BC} / \mu_l = 0,4 / 0,01 = 40 \text{ мм},$$

$$BD = l_{BD} / \mu_l = 0,8 / 0,01 = 80 \text{ мм},$$

$$X = x / \mu_l = 0,5 / 0,01 = 50 \text{ мм},$$

$$Y = y / \mu_l = 0,05 / 0,01 = 5 \text{ мм}.$$

Построение начинаем с изображения неподвижных элементов. Наносим на чертеже точки O и C (ось вращения звеньев 1 и 3) и намечаем траекторию $x-x$ точки D ползуна 5. Далее радиусом OA проводим окружность, представляющую собой траекторию точки A . На этой окружности на одинаковом расстоянии друг от друга ($\varphi_1 = 45^\circ$) наносим положение т.А (1,2,3...). Соединив их отрезками прямых с точкой O , получим соответствующее положение кривошипа. За начало отсчета принимаем точку A_0 , соответствующую крайнему левому положению ползуна (кривошип OA и шатун AB сложились в одну прямую, начало рабочего хода). Для ее получения из точки O делаем засечку на траектории точки B радиусом $(AB-OA)$ (рисунок 4). Через полученную точку B_0 и точку O проводим прямую до пересечения с траекторией точки A .

Второе крайнее положение A_4' точки можно определить, сделав засечку из т. O радиусом $(OA + AB)$.

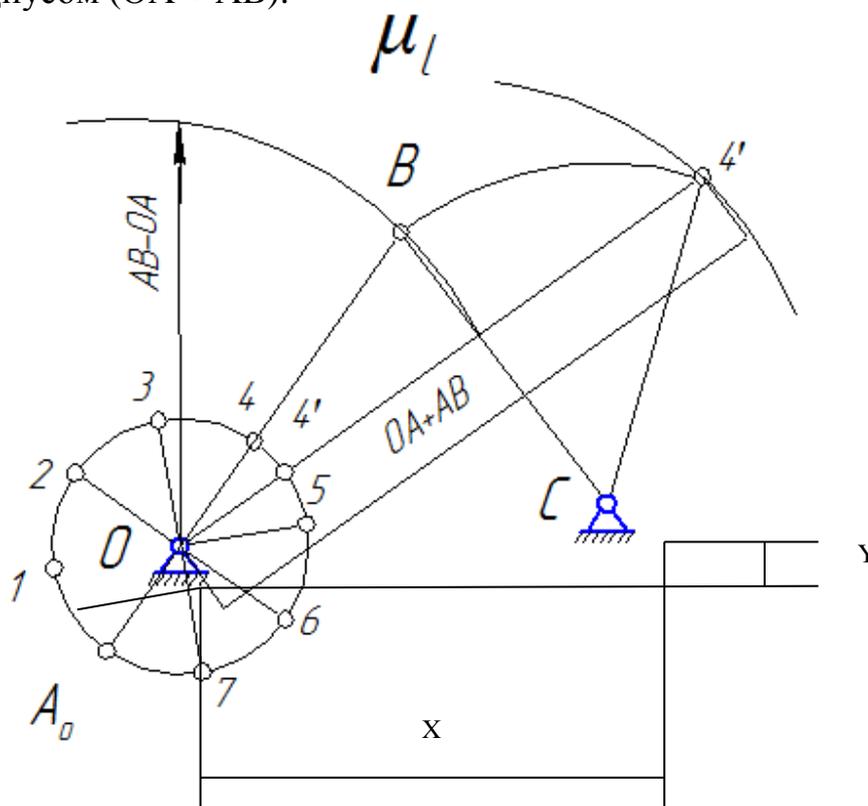


Рисунок 4 – Построение крайних положений механизма

Так как данный механизм относится ко второму классу, то положения звеньев в группе Ассур определим методом засечек.

Положение точки В (группа 2,3) определим засечкой, сделанной из т. А радиусом АВ на траектории точки В, т.е. на окружности радиуса СВ. Соединив точку В с точками А и С прямыми отрезками, найдем положения звеньев 2 и 3.

В группе (4-5) положение точки D определим, сделав засечку из точки В радиусом ВD на направляющей х-х. Затем, соединив точки В и D, получим положение звена 4. Отмечаем положение точек S- центра масс звеньев (рисунок 5).

Таким же образом строятся все 8 положений механизма. При этом заданное положение механизма выделяется основными линиями, а остальные положения вычерчиваются тонкими линиями.

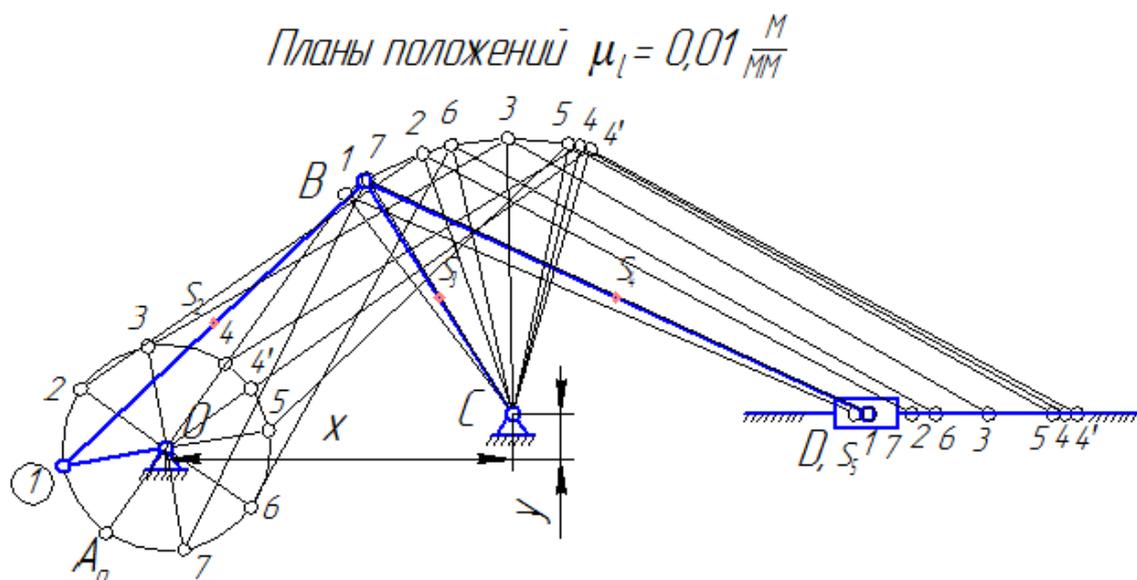
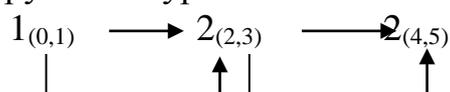


Рисунок 5 – Построение планов положений механизма

2.2.2 Определение скоростей методом планов

Построение планов скоростей и ускорений основано на графическом решении векторных уравнений.

Определение линейных скоростей и ускорений точек механизма начинается с механизма первого класса, а затем производится в порядке присоединения групп Ассур.



Рассмотрим построение плана скоростей для заданного первого положения механизма. Модуль скорости точки А кривошипа, совершающего вращательное движение относительно стойки, определим:

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = 6,28 \cdot 0,15 = 0,942 \text{ м/с},$$

где $\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30 = 3,14 \cdot 60 / 30 = 6,28 \text{ с}^{-1}$.

Вектор скорости V_A направлен перпендикулярно радиусу кривошипа в сторону его вращения.

Выбираем масштабный коэффициент μ_v таким образом чтобы отрезок, изображающий скорость точки А, был не меньше 45мм.

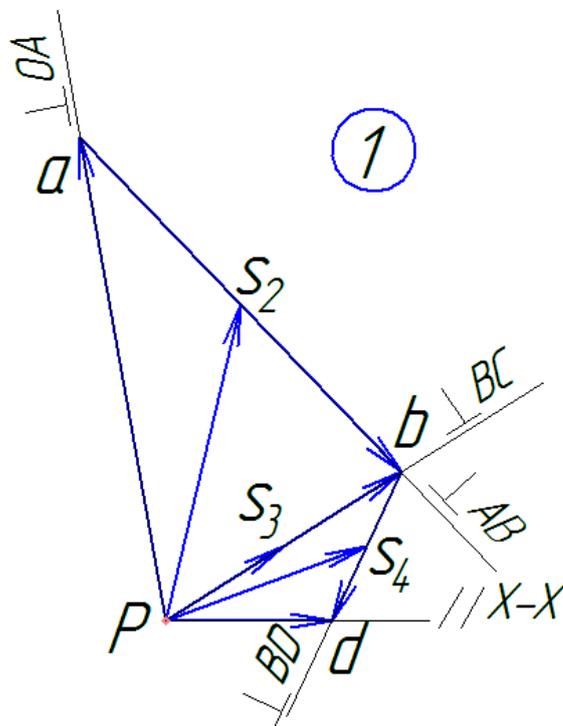
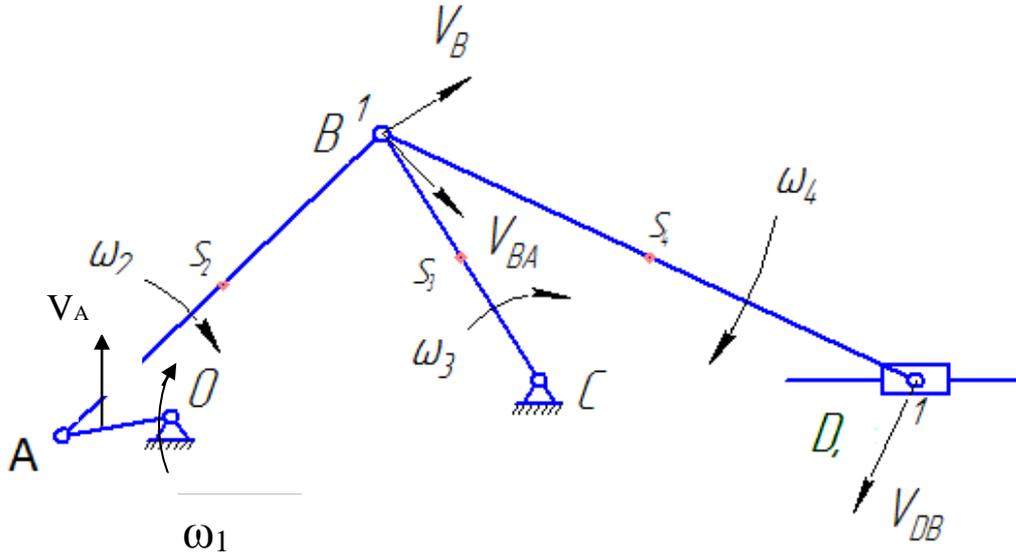


Рисунок 6 – Построение плана скоростей

Если $\mu_v = 0,02 \text{ (м} \cdot \text{с}^{-1})/\text{мм}$, тогда $pa = V_A / \mu_v = 0,94 / 0,02 = 47 \text{ мм}$.

Из произвольной точки p – полюса плана скоростей откладываем в указанном направлении отрезок pa (рисунок 6).

Для определения скоростей точек в структурной группе составляют два векторных уравнения, связывающих искомую скорость точки с известными скоростями точек.

В группе Ассура (2,3) определяем скорость центра шарнира В, который соединяет звенья 2 и 3. Рассматривая движение точки В по отношению к точке А, а затем по отношению к точке С, запишем 2 векторных уравнения (по одному для каждого звена группы Ассура):

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, & \vec{V}_{BA} \perp AB \\ \vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC}, & \vec{V}_C = 0 \quad \vec{V}_{BC} \perp BC \end{cases}$$

В этой системе векторных уравнений известны по модулю и направлению векторы скоростей точек А и С. $V_C = 0$, так как в точке С звено ВС образует вращательную кинематическую пару со стойкой. Векторы относительных скоростей известны по линии действия. Скорость V_{BA} направлена перпендикулярно к звену АВ, а скорость V_{BC} направлена перпендикулярно к звену ВС.

Решаем векторные уравнения графически. Согласно первому уравнению, через точку **a** проводим прямую перпендикулярно звену АВ, а согласно второму, через точку **p** (так как $V_C = 0$ и точка с лежит в полюсе) проводим прямую перпендикулярно к ВС. На пересечении этих перпендикуляров отмечаем точку **b**, которая является концом вектора **pb**, изображающего абсолютную скорость точки В. Направление скорости V_{BA} определяем в соответствии с уравнением ($V_B = V_A + V_{BA}$).

Скорости точек S_2 и S_3 находим из теоремы подобия. Исходя из того, что по исходным данным эти точки лежат на середине звеньев, помещаем точки S_2 и S_3 на плане скоростей на серединах отрезков **ab** и **bc** и соединяем их с полюсом **p**.

В группе Ассура (4,5) определяем скорость точки D, которая одновременно принадлежит звену 4 и звену 5. Запишем векторные уравнения :

$$\begin{aligned} \vec{V}_D &= \vec{V}_B + \vec{V}_{DB}; & \vec{V}_{DB} &\perp BD; \\ \vec{V}_D &\parallel x-x. \end{aligned}$$

В соответствии с векторным уравнением через конец вектора V_B (точку **b**) проводим линию действия вектора V_{DB} , а через полюс **p** – направление вектора V_D . Точку пересечения этих направлений обозначим буквой **d**. Полученные отрезки [**bd**] и [**pd**] изображают соответственно векторы V_{DB} и V_D .

Точку S_4 , согласно теореме подобия, помещаем на середине отрезка **bd** и соединяем с полюсом **p**. Отрезок **ps₄** изображает на плане скорость точки S_4 .

Пользуясь масштабным коэффициентом μ_v , определяем значения скоростей.

$$\begin{aligned} V_B &= pb \cdot \mu_v = 25,5 \cdot 0,02 = 0,51 \text{ м/с} \\ V_D &= pd \cdot \mu_v = 14,5 \cdot 0,02 = 0,29 \text{ м/с} \\ V_{S_2} &= ps_2 \cdot \mu_v = 30 \cdot 0,02 = 0,6 \text{ м/с} \\ V_{S_3} &= ps_3 \cdot \mu_v = 12,75 \cdot 0,02 = 0,255 \text{ м/с} \end{aligned}$$

$$V_{BA} = ab \cdot \mu_V = 44 \cdot 0,02 = 0,88 \text{ м/с}$$

$$V_{S4} = ps4 \cdot \mu_V = 19,5 \cdot 0,02 = 0,39 \text{ м/с}$$

$$V_{DB} = bd \cdot \mu_V = 15 \cdot 0,02 = 0,3 \text{ м/с}$$

Находим угловые скорости ω_2 , ω_3 и ω_4 звеньев 2, 3 и 4.

$$\omega_2 = V_{BA}/\ell_{AB} = 0,88/0,6 = 1,47 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_3 = V_{BC}/\ell_{BC} = V_B/\ell_{BC} = 0,51/0,4 = 1,275 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_4 = V_{BD}/\ell_{BD} = 0,3/0,8 = 0,375 \text{ с}^{-1}.$$

Направление ω_2 определим, перенося вектор **ab** скорости V_{BA} в точку В и рассматривая движение точки В относительно точки А в направлении скорости V_{BA} - по часовой стрелке. Аналогично переносим вектор **pb** скорости V_B в точку В и получаем, что направление ω_3 также по часовой стрелке. Направление угловой скорости ω_4 определяется вектором V_{DB} , перенесенным в точку D на план положений - по часовой стрелке.

Полученные значения линейных и угловых скоростей для всех положений механизма заносим в табл. 2.

Таблица 2 - Значения линейных и угловых скоростей

1	Положение механизма							
	0	1	2	3	4	5	6	7
2	3	4	5	6	7	8	9	
<i>ab</i> , мм	47	44	27,5	10	27	75	47	21
V_{BA} , м с ⁻¹	0,94	0,88	0,55	0,2	0,54	1,5	0,94	0,42
<i>pb</i> , мм	0	25,5	44	50	23	44	68	31
V_B , м с ⁻¹	0	0,51	0,88	1,0	0,46	0,88	1,36	0,62
<i>bd</i> , мм	0	15	17	1	6,5	11	18	18,5
V_{DB} , м с ⁻¹	0	0,3	0,34	0,02	0,13	0,22	0,36	0,37
<i>pd</i> , мм	0	14,5	33	51	26	49	58	25
V_D , м с ⁻¹	0	0,29	0,66	1,02	0,52	0,98	1,16	0,5
<i>ps2</i> , мм	23,5	30	42,5	48	34	25,5	53,5	39
V_{S2} , м с ⁻¹	0,47	0,6	0,85	0,96	0,68	0,51	1,07	0,78
<i>ps3</i> , мм	0	12,75	22	25	11,5	22	34	15,5
V_{S3} , м с ⁻¹	0	0,255	0,44	0,5	0,23	0,44	0,68	0,31
<i>ps4</i> , мм	0	19,5	38	50,5	25	46	63	25,5
V_{S4} , м с ⁻¹	0	0,39	0,76	1,01	0,5	0,92	1,26	0,51
ω_2 , рад/с	1,57	1,47	0,92	0,33	0,9	2,5	1,57	0,7
ω_3 , рад/с	0	1,275	2,2	2,5	1,15	2,2	3,4	1,55
ω_4 , рад/с	0	0,375	0,425	0,025	0,163	0,275	0,45	0,46
ω_2	+	+	+	+	-	-	-	+
ω_3		+	+	+	+	-	-	-
ω_4		+	+	-	-	+	-	-

Примечание: (+) – угловая скорость по часовой стрелке.
 (-) – угловая скорость против часовой стрелки.

2.2.3 Построение плана ускорений

Для механизма первого класса в первом приближении определяем ускорение a_A точки А, совершающей вращательное движение по окружности радиуса l_{OA} с постоянной угловой скоростью ($\omega_1 = \text{const}$), т.е. принимаем, что $\varepsilon_1 = 0$.

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 6,28^2 \cdot 0,15 = 5,9 \text{ м/с}^2.$$

Вектор ускорения $a_A = a_A^n$ направлен по звену ОА от точки А к точке О. Задаем значение масштабного коэффициента плана ускорений $\mu_a = 0,05 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}$, тогда отрезок πa , изображающий ускорение a_A , определится: $\pi a = a_A / \mu_a = 0,5 / 0,005 = 118 \text{ мм}$.

Отложив из произвольно взятой точки π (полюса плана ускорений) вектор πa параллельно ОА, получим план ускорений для механизма первого класса (рисунок 7).

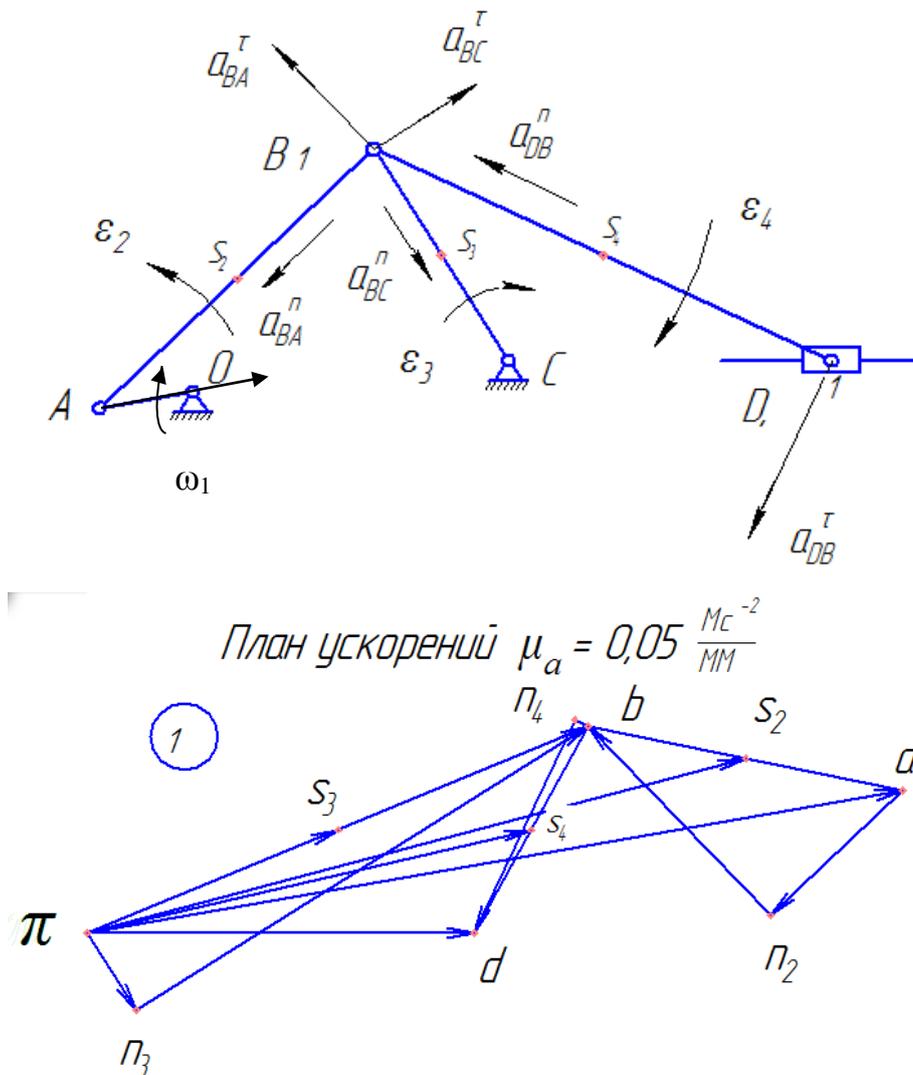


Рисунок 7 – Построение плана ускорений

В группе Ассур (2,3) определяем ускорение точки В. Рассматривая движение точки В сначала по отношению к точке А (относительное движение

звена 2 – вращательное вокруг точки А), а затем по отношению к точке С (относительное движение звена 3 – вращательное вокруг точки С), запишем соответственно два векторных уравнения:

$$\begin{cases} \overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a^{n_{BA}}} + \overline{a^{t_{BA}}} \\ \overline{a_B} = \overline{a_C} + \overline{a^{n_{BC}}} + \overline{a^{t_{BC}}} \end{cases}$$

Ускорения a_A и a_C точек А и С известны ($a_C = 0$). Величины нормальных ускорений вычисляются по формулам:

$$a^{n_{BA}} = \omega_2^2 \cdot \ell_{AB} = 1,47^2 \cdot 0,6 = 1,3 \text{ м/с}^2;$$

$$a^{n_{BC}} = \omega_3^2 \cdot \ell_{BC} = 1,275^2 \cdot 0,4 = 0,65 \text{ м/с}^2.$$

Вектор $a^{n_{BA}}$ направлен параллельно звену АВ от точки В к точке А; вектор $a^{n_{BC}}$ параллелен звену ВС и направлен от точки В к точке С.

У векторов тангенциальных ускорений $a^{t_{BA}}$ и $a^{t_{BC}}$ известны только линии действия: $a^{t_{BA}} \perp AB$, $a^{t_{BC}} \perp BC$. Вектор полного ускорения a_B и величины тангенциальных ускорений $a^{t_{BA}}$ и $a^{t_{BC}}$ определяются построением плана ускорений.

Для графического решения системы векторных уравнений определим величины отрезков, изображающих нормальные ускорения $a^{n_{BA}}$ и $a^{n_{BC}}$:

$$an_2 = a^{n_{BA}} / \mu_a = 1,3 / 0,05 = 26 \text{ мм};$$

$$an_3 = a^{n_{BC}} / \mu_a = 0,65 / 0,05 = 13 \text{ мм}.$$

Теперь можно решать векторные уравнения. В соответствии с первым векторным уравнением из точки **a** следует отложить отрезок **an₂**, который будет изображать $a^{n_{BA}}$. Отрезок **an₂** проводим параллельно звену АВ в направлении от точки В к точке А. Через точку **n₂** проводим перпендикуляр к звену АВ – направление вектора $a^{t_{BA}}$.

В соответствии со вторым векторным уравнением из точки **π** (так как $a_C = 0$) параллельно звену ВС в направлении от В к С отложим отрезок **πn₃**, изображающий ускорение $a^{n_{BC}}$. Через точку **n₃** перпендикулярно звену ВС проводим направление вектора $a^{t_{BC}}$ до пересечения в точке **b** с направлением ускорения $a^{t_{BA}}$. Соединим полученную точку **b** с полюсом **π**, получим отрезок **πb**, который изображает ускорение a_B , а отрезки **n₂b** и **n₃b** – соответственно тангенциальные ускорения $a^{t_{BA}}$ и $a^{t_{BC}}$. Направление векторов расставляем в соответствии с векторными уравнениями. Соединив точки **a** и **b**, получим отрезок **ab**, изображающий вектор a_{BA} полного ускорения точки В относительно точки А.

Точки **S₂** и **S₃** на плане ускорений находим на основании теоремы подобия. Точки **S₂** и **S₃** делят соответственно отрезки **ab** и **πb** пополам. Соединив полученные точки (**S₂** и **S₃**) с полюсом **π**, получим отрезки, изображающие ускорения a_{S_2} , a_{S_3} .

План ускорений для группы (2,3) построен.

Для группы (4,5) запишем векторное уравнение:

$$\overline{a_D} = \overline{a_B} + \overline{a^{n_{DB}}} + \overline{a^{t_{DB}}}.$$

В этом уравнении вектор a_B известен по величине и направлению. Величину нормального ускорения a_{DB}^n точки D относительно точки B определим:

$$a_{DB}^n = \omega^2 \cdot \ell_{DB} = 0,375^2 \cdot 0,8 = 0,11 \text{ м/с}^2.$$

Вектор ускорения a_{DB}^n направлен параллельно звену DB от точки D к точке B.

Направления вектора тангенциального ускорения a_{DB}^t точки D относительно точки B и точки D известны: $a_{DB}^t \perp DB$, $a_D \parallel x-x$. Решаем уравнение графически. В соответствии с уравнением из точки **b** плана ускорений откладываем отрезок **bn₄**, изображающий ускорение a_{DB}^n :

$$bn_4 = a_{DB}^n / \mu a = 0,11 / 0,05 = 2,2 \text{ мм.}$$

Отрезок **bn₄** проводим параллельно звену BD в направлении от точки D к точке B. Через точку **n₄** проводим перпендикулярно BD направление a_{DB}^t .

Из точки **π** проводим параллельно x-x направление вектора a_D . Эти направления пересекутся в точке **d**.

Соединив на плане точки **b** и **d**, получим вектор **bd**, изображающий ускорение a_{DB} (полное ускорение точки D относительно точки B).

В соответствии с теоремой подобия точка **s₄** на плане ускорений находится на середине отрезка **bd**. Соединяя точку **s₄** с полюсом **π**, получим вектор ускорения **as₄**.

План ускорений построен. Из плана определим величины ускорений:

$$a_B = (\pi b) \cdot \mu a = 78 \cdot 0,05 = 3,9 \text{ м/с}^2$$

$$a_D = (\pi d) \cdot \mu a = 55 \cdot 0,05 = 2,75 \text{ м/с}^2$$

$$a_{S2} = (\pi s_2) \cdot \mu a = 94 \cdot 0,05 = 4,7 \text{ м/с}^2$$

$$a_{S3} = (\pi s_3) \cdot \mu a = 39 \cdot 0,05 = 1,95 \text{ м/с}^2$$

$$a_{S4} = (\pi s_4) \cdot \mu a = 65 \cdot 0,05 = 3,25 \text{ м/с}^2$$

$$a_{BA}^t = (n_2 b) \cdot \mu a = 35 \cdot 0,05 = 1,75 \text{ м/с}^2$$

$$a_{BC}^t = (n_3 b) \cdot \mu a = 78 \cdot 0,05 = 3,9 \text{ м/с}^2$$

$$a_{DB}^t = (n_4 d) \cdot \mu a = 34 \cdot 0,05 = 1,7 \text{ м/с}^2.$$

Величины угловых ускорений ε_2 , ε_3 и ε_4 звеньев 2, 3, 4 определим следующим образом:

$$\varepsilon_2 = a_{BA}^t / \ell_{AB} = 1,75 / 0,6 = 2,92 \text{ с}^{-2}$$

$$\varepsilon_3 = a_{BC}^t / \ell_{BC} = 3,9 / 0,4 = 9,75 \text{ с}^{-2}$$

$$\varepsilon_4 = a_{DB}^t / \ell_{BD} = 1,7 / 0,8 = 2,125 \text{ с}^{-2}.$$

Для определения направления ε_2 переносим вектор **n₂b** ускорения a_{BA}^t в точку B звена 2 и смотрим движение точки B относительно точки A.

Угловое ускорение ε_2 направлено против часовой стрелки. Направление ε_3 определяется вектором **n₃b** ускорения a_{BC}^t . Вектор **n₃b** переносится в точку B звена BC. При этом рассматривается движение точки B относительно точки C. Угловое ускорение ε_3 направлено по часовой стрелке. Для определе-

ния направления углового ускорения ε_4 переносим вектор $\mathbf{n}_4 d$ ускорения a_{DB}^r в точку D, находим направление ε_4 (по часовой стрелке).

2.3 Динамический синтез и анализ движения рабочей машины

В задачу данного раздела входит **определение момента инерции и размеров маховика и реального закона движения кривошипа**. При расчетах реальный механизм заменяем динамической моделью.

2.3.1 Динамическая модель

Динамическую модель представим в виде вращающегося звена (звена приведения) (рисунок 8). Причем это звено должно обладать таким моментом инерции I_{np} и быть нагруженным таким моментом силы M_{np} , чтобы его закон движения совпадал с законом движения кривошипа механизма, т.е. обобщенная координата $\varphi_m = \varphi_1$, угловая скорость звена приведения $\omega_m = \omega_1$, угловое ускорение $\varepsilon_m = \varepsilon_1$ для любого момента времени.

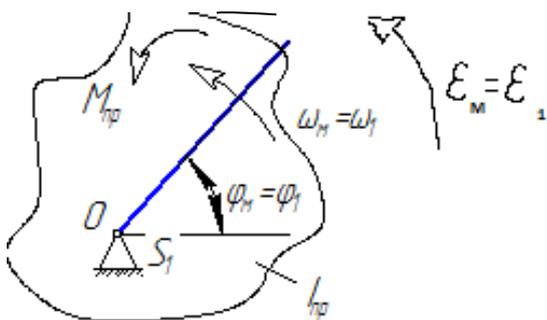


Рисунок 8 - Динамическая модель

Следовательно, для построения динамической модели машинного агрегата необходимо все массы и моменты инерции звеньев привести к звену приведения и определить приведенный момент инерции I_{np} . Равным образом все силы и моменты необходимо также привести к звену приведения и определить приведенный момент силы M_{np} .

2.3.2 Определение приведенного момента сил

В качестве звена приведения принимается начальное звено рычажного механизма, т.е. кривошип, вращающийся с угловой скоростью ω_1 .

Приведенной силой или приведенным моментом называют условную силу или момент (пары сил), которые, будучи приложены к звену приведения,

развивают мгновенную мощность N_n , равную сумме мгновенных мощностей $\sum N_k$, развиваемых приводимыми силами и моментами.

$$M_{np} = \frac{\sum P_i \cdot V_i \cdot \cos(P_i V_i) + \sum M_i \cdot \omega_i}{\omega_{np}},$$

где $\omega_{np} = \omega_1$.

Для рассматриваемого механизма приведенный момент сил определяется:

$$\begin{aligned} \Sigma M_{\text{ПП}} &= M_{\text{ПП}}^c + M_{\text{ПП}}^{G_2} + M_{\text{ПП}}^{G_3} + M_{\text{ПП}}^{G_4}; \\ M_{\text{ПП}}^c &= P_c \cdot \frac{v_D}{\omega_1} \cdot \cos \widehat{P_c v_D} ; M_{\text{ПП}}^{G_2} = G_2 \cdot \frac{v_{S_2}}{\omega_1} \cdot \cos \widehat{G_2 v_{S_2}} ; \\ M_{\text{ПП}}^{G_3} &= G_3 \cdot \frac{v_{S_3}}{\omega_1} \cdot \cos \widehat{G_3 v_{S_3}} ; M_{\text{ПП}}^{G_4} = G_4 \cdot \frac{v_{S_4}}{\omega_1} \cdot \cos \widehat{G_4 v_{S_4}} . \end{aligned}$$

Произведение скоростей центров масс звеньев на косинус угла между вектором силы веса и скорости удобнее найти из плана скоростей, спроецировав вектора скоростей S_2, S_3, S_4 на ось Y (рисунок 9). Если вектор направлен вверх, то $v_{S_i} \cdot \cos \widehat{v_{S_i} G_{2i}}$ и момент M_{npi} берем со знаком «-», если вектор направлен вниз, то со знаком «+».

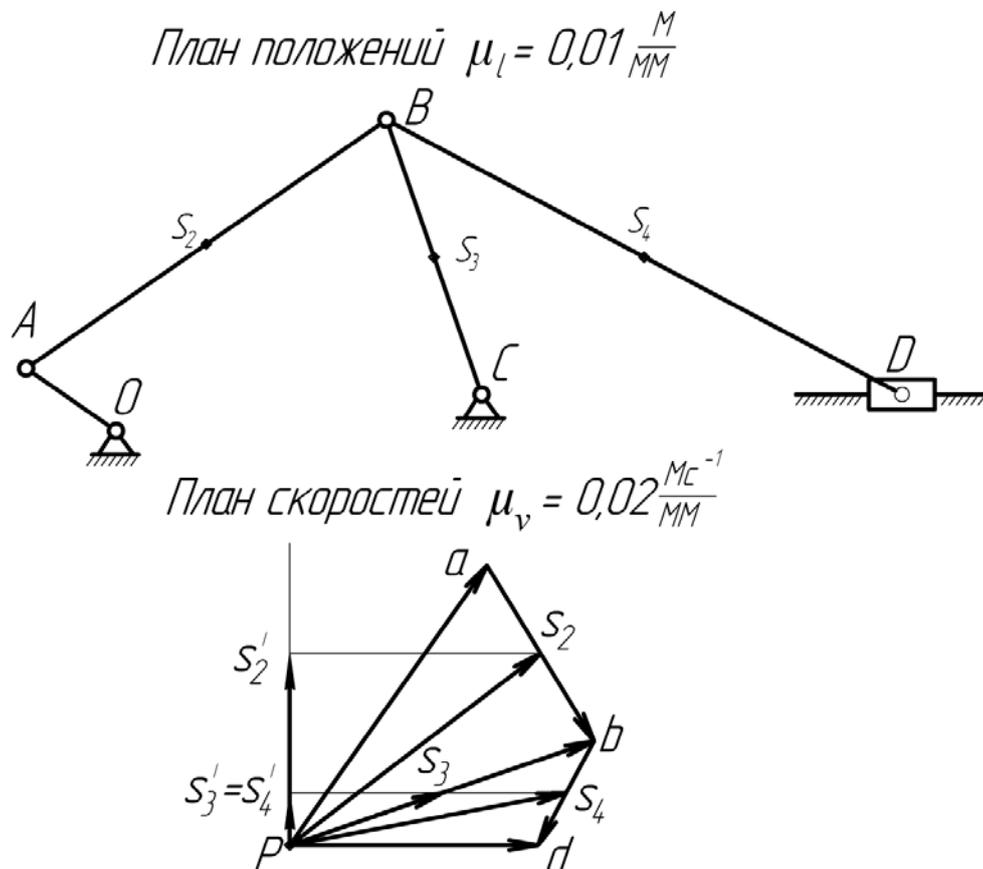


Рисунок 9 – Определение проекций скоростей центров масс звеньев

Для второго звена механизма:

$$M_{\text{ПП}}^{G_2} = G_2 \cdot \frac{v_{S_2}}{\omega_1} \cdot \cos \widehat{G_2 v_{S_2}} = G_2 \cdot \frac{(PS_2') \cdot \mu_v}{\omega_1}$$

Аналогично находим приведенные моменты $M_{\text{ПП}}^{G_3}$ и $M_{\text{ПП}}^{G_4}$.

По исходным данным заносим значения сил сопротивления в таблицу. Заметим, что движение желоба слева направо происходит до положения кривошипа 4', т. е. положениям 0,1,2,3,4 будут соответствовать значения силы сопротивления P_{C1} , а положениям 5,6,7 – значения P_{C2} , так же заносим в таблицу значения скорости точки D .

Результаты расчета заносим в таблицу 3.

Таблица 3 – Определение приведенных моментов сил сопротивления

№	0	1	2	3	4	5	6	7
P_c	1300	1300	1300	1300	1300	4000	4000	4000
v_D	0	0,28	0,66	1,02	0,52	0,98	1,16	0,5
$M_{\text{ПП}}^c$	0	-57,96	-136,62	-211,15	-107,64	-624,2	-738,85	-318,47
$v_{S_2} \cos \widehat{v_{S_2} G_2}$	-0,2696	-0,6048	-0,528	-0,0912	0,3338	0,3702	0,5412	0,2532
$M_{\text{ПП}}^{G_2}$	-7,57	-16,99	-14,83	-2,56	9,38	10,4	15,2	7,11
$v_{S_3} \cos \widehat{v_{S_3} G_3}$	0	-0,142	-0,143	-0,0098	0,0642	-0,0926	0,1562	0,1716
$M_{\text{ПП}}^{G_3}$	0	-4,88	-4,91	-0,34	2,2	-3,18	5,36	5,89
$v_{S_4} \cos \widehat{v_{S_4} G_4}$	0	-0,142	-0,143	-0,0098	0,0642	-0,0926	0,1562	0,1716
$M_{\text{ПП}}^{G_4}$	0	-22,16	-22,32	-1,53	10,02	-14,45	24,38	26,78
$\Sigma M_{\text{ПП}}$	-7,57	-101,99	-178,68	-215,58	-86,04	-631,43	-693,91	-278,69

Выбираем масштабные коэффициенты

$$\mu_{M_{\text{пр.}}} = \frac{M_{\text{пр.с.}}}{[M_{\text{пр.с.}}]} = 14 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{мм}; \quad \mu_{\varphi} = \frac{2\pi}{[0-8]} = 0,05 \text{ рад}/\text{мм};$$

и по расчётным значениям строим диаграмму $M_{\text{пр.с.}} = f(\varphi_1)$, она строится в перевернутом виде, т.е. момент со знаком минус откладывается в положительном направлении (вверх), момент со знаком «+» - в отрицательном (вниз) (рисунок 10).

2.3.3 Построение диаграмм работ

Так как $A_C = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{np.c} \cdot d\varphi_1$, то диаграмму работ сил сопротивления строим

методом графического интегрирования диаграммы $M_{np.c.} = f(\varphi_1)$.

Метод графического интегрирования заключается в следующем. Плавную кривую диаграммы $M_{np.c.} = f(\varphi_1)$ заменяем ступенчатой из условия равенства площадей, на элементарных участках, ограниченных обеими диаграммами. Для этого необходимо, чтобы на каждом участке площади заштрихованных площадок, расположенных по обе стороны кривой, были равны. Это достаточно точно устанавливается на глаз.

Выбираем на оси абсцисс слева от начала координат на произвольном расстоянии H точку P . Соединим эту точку с точками $1', 2', 3'$ и т. д. ступенчатой диаграммы, лежащими на оси ординат, получим лучи $P-1'$; $P-2'$; $P-3'$ и т. д.

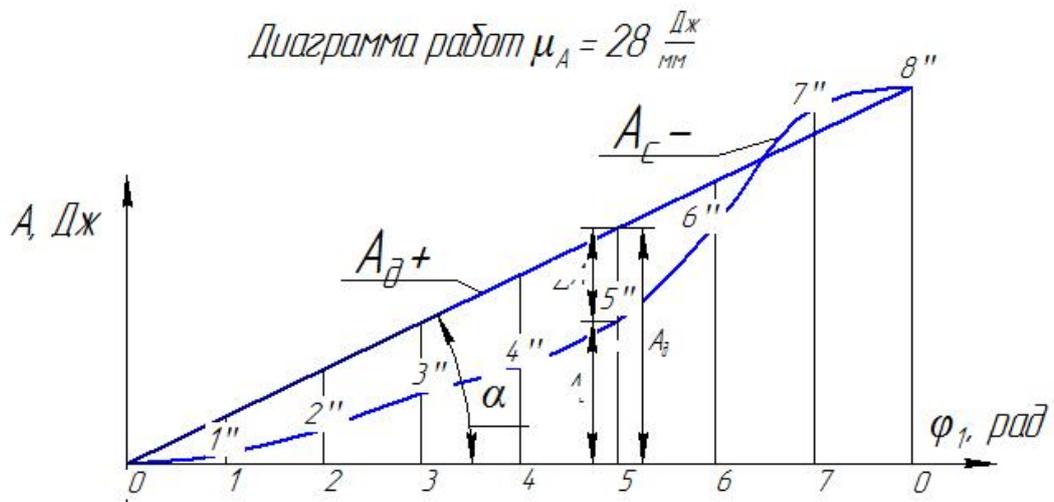
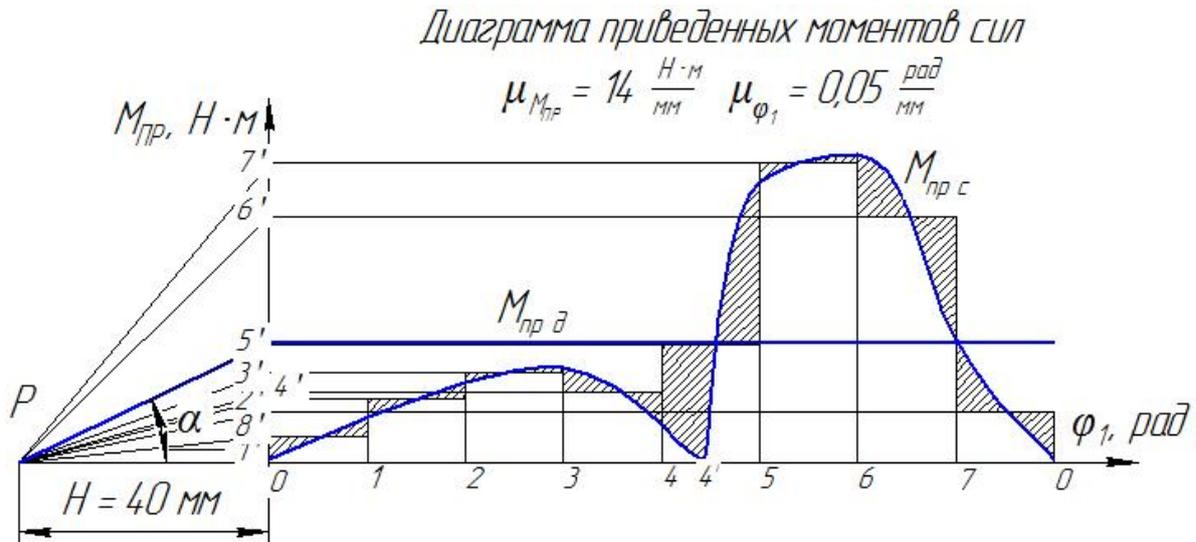


Рисунок 10 – Построение диаграмм работ

Под диаграммой $M_{np.c.} = f(\varphi_1)$ проводим оси координат диаграммы $A = f(\varphi_1)$ и разбиваем ось φ на участки, равные соответствующим участкам диаграммы $M_{np.c.} = f(\varphi_1)$. Далее на участке 0–1 проводим из начала координат отрезок 0–1'', параллельный лучу $P-1'$; из полученной точки 1'' на участке 1–2 проводим отрезок 1''–2'', параллельный $P-2'$, и т.д. Полученная ломаная линия представляет собой диаграмму $A_c = f(\varphi_1)$. Заменяем ломаную линию плавной кривой.

Масштабный коэффициент определяется по формуле

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H = 14 \cdot 0,05 \cdot 40 = 28 \text{ Дж/мм.}$$

Для построения диаграммы работ сил движущих достаточно соединить прямой точки 0 и 8'' диаграммы $A_c = f(\varphi_1)$, т.к. рассматривается установившийся режим, при котором $|A_o|_{цикл} = |A_c|_{цикл}$, а приведенный момент сил движущих принимается условно постоянным.

Дифференцируя диаграмму $A_o = f(\varphi_1)$, получаем диаграмму $M_{np.o.} = f(\varphi_1)$ (из точки P проводим наклонную прямую параллельно диаграмме $A_o = f(\varphi_1)$ (под углом α) до пересечения с осью ординат диаграммы $M_{np} = f(\varphi_1)$. Полученная ордината определит величину $M_{np.o.}$

2.3.4 Диаграмма приращения кинетической энергии машины с маховиком $\Delta T = f(\varphi_1)$ (суммарная работа)

Так как сумма работ всех сил, действующих на машину, равна изменению кинетической энергии ΔT ($\sum A = \Delta T = A_o - A_c$), то график $\Delta T = f(\varphi_1)$ получаем в результате алгебраического сложения положительных ординат диаграммы $A_o = f(\varphi_1)$ и отрицательных ординат диаграммы $A_c = f(\varphi_1)$.

Практически результат получают путем графической разности ординат указанных графиков. При этом учитываем, что если ордината $A_o > A_c$, то $\sum A$ и ΔT положительны, если ордината $A_o < A_c$, то $\sum A$ и ΔT отрицательны.

Диаграмму приращения кинетической энергии получаем в масштабе:

$$\mu_T = \mu_A = 28 \text{ Дж/мм.}$$

2.3.5 Определение кинетической энергии звеньев, имеющих переменный приведенный момент инерции ($T_2 = f(\varphi_1)$)

Кинетическая энергия звеньев механизма подсчитывается по формулам в зависимости от вида движения каждого звена для всех принятых положений механизма.

Определив кинетическую энергию каждого звена, имеющего пере-

менный приведенный момент инерции, вычисляют суммарную кинетическую энергию всех звеньев для каждого положения рычажного механизма.

При расчете T_2 масса пятого звена при движении ползуна слева направо равна m_5 , а справа налево равна $(m_5 + m_M)$.

Для рассматриваемого примера T_2 определяется:

$$T_2 = \underbrace{\frac{m_2 \cdot v_{S2}^2}{2} + \frac{J_{S2} \cdot \omega_2^2}{2}}_{\text{Звено 2}} + \underbrace{\frac{m_3 \cdot v_{S3}^2}{2} + \frac{J_{S3} \cdot \omega_3^2}{2}}_{\text{Звено 3}} + \underbrace{\frac{m_4 \cdot v_{S4}^2}{2} + \frac{J_{S4} \cdot \omega_4^2}{2}}_{\text{Звено 4}} + \underbrace{\frac{m_5 \cdot v_D^2}{2}}_{\text{Звено 5}}$$

Если момент инерции звена J_s не задан, то он может быть определен по формуле $J_s = m_i l_i / 12$

Таблица 4 - Кинетическая энергия второй группы звеньев

№	$\frac{m_2 \cdot v_{S2}^2}{2}$	$\frac{J_{S2} \cdot \omega_2^2}{2}$	$\frac{m_3 \cdot v_{S3}^2}{2}$	$\frac{J_{S3} \cdot \omega_3^2}{2}$	$\frac{m_4 \cdot v_{S4}^2}{2}$	$\frac{J_{S4} \cdot \omega_4^2}{2}$	$\frac{m_5 \cdot v_D^2}{2}$	T_2
0	1,9881	0,616225	0	0	0	0	0	2,604325
1	3,24	0,540225	0,715275	0,812813	7,605	2,8125	15,68	31,40581
2	6,5025	0,2116	2,1296	2,42	28,88	3,6125	87,12	130,8762
3	8,2944	0,027225	2,75	3,125	51,005	0,0125	208,08	273,2941
4	4,1616	0,2025	0,5819	0,66125	12,5	0,53138	54,08	72,71863
5	2,3409	1,5625	2,1296	2,42	42,32	1,5125	552,23	604,5155
6	10,3041	0,616225	5,0864	5,78	79,38	4,05	773,72	878,9367
7	5,4756	0,1225	1,0571	1,20125	13,005	4,232	143,75	168,8435

По полученным данным строим диаграмму $T_2 = f(\varphi_1)$, желательно, чтобы $\mu_{T_2} = \mu_T$.

Если равенство масштабов обеспечить не удастся, то диаграмма $T_2 = f(\varphi_1)$ строится в произвольном масштабе. Выбираем $\mu_{T_2} = 28$ Дж/мм.

Ординаты графика для каждого положения получаем, переведя данные таблицы через масштабный коэффициент:

$$y_i = \frac{T_{2i}}{\mu_{T_2}}$$

2.3.6 Диаграмма приращения кинетической энергии первой группы звеньев и определение момента инерции маховика $\Delta T_I = f(\varphi_I)$

Изменение кинетической энергии ΔT_I равно разности изменения кинетической энергии механизма вместе с маховиком ΔT и кинетической энергии второй группы звеньев T_2 .

Этот последний график при условии равенства масштабных коэффици-

ентов $\mu_T = \mu_{T_2}$ получают в результате графического вычитания графика $T_2 = f(\varphi_1)$ из графика $\Delta T = f(\varphi_1)$. При графическом вычитании в отличие от графической разности графиков учитывается знак, например $(-) - (+) = -$ (минус) (см. приложение 3).

После указанных действий и соединения конечных точек полученных отрезков (ординат) плавной кривой получим график приращения кинетической энергии $\Delta T_1 = f(\varphi_1)$.

При этом масштаб графика $\mu_{\Delta T_1} = \mu_T = \mu_{T_2}$.

Если диаграмму $T_2 = f(\varphi_1)$ построить в масштабе $\mu_{T_2} = \mu_T$ невозможно, то, умножив ординаты графика $\Delta T = f(\varphi_1)$ на μ_T определяют реальные значения ΔT для каждого положения механизма (с учетом знака). Затем расчетным путем определяют значения ΔT_1 ($\Delta T_1 = \Delta T - T_2$) и по ним строят график $T_1 = f(\varphi_1)$.

Таблица 5 - Приращение кинетической энергии первой группы звеньев

	0	1	2	3	4	5	6	7	8
ΔT	0	177,52	286,72	348,88	452,2	417,76	193,48	-122,08	0
T_2	2,6	31,41	130,88	273,29	72,72	604,52	878,94	168,84	2,6
ΔT_1	-2,6	146,11	155,84	75,59	379,48	-186,76	-685,46	-290,92	-2,6

Диаграмму $\Delta T_1 = f(\varphi_1)$ строим в масштабе $\mu_{T_1} = 28$ Дж/мм.

Для определения приведенного момента инерции первой группы звеньев необходимо провести горизонтальные касательные к построенному графику $\Delta T_1 = f(\varphi_1)$ до пересечения их с осью ординат в точках K и D . Отрезок KD в масштабе μ_{T_1} определит величину $\Delta T_{1наиб}$.

Тогда момент инерции первой группы звеньев определится:

$$I_{np1} = \frac{(KD) \cdot \mu_{T_1}}{\omega_1^2 \cdot \delta} = \frac{40,5 \cdot 28}{6,28^2 \cdot 1/30} = 863,83 \text{ (кг} \cdot \text{м}^2\text{)}.$$

Так как в задании не указаны моменты инерции звеньев, играющих роль маховика, то момент инерции маховика на валу кривошипа $I_m = I_{np1}$.

2.3.7 Определение размеров маховика

Маховик может быть установлен: 1) на кривошипном валу; 2) на одном из валов привода между исполнительным механизмом и двигателем; 3) на валу двигателя, соединенного с рабочей машиной передаточным механизмом.

Место установки не может быть выбрано произвольно, так как от этого будут зависеть не только размеры маховика, но и величина упругих колебаний звеньев. Поэтому маховик целесообразнее установить ближе к рабочему органу машины, который является источником колебаний скорости.

Если посадить маховик не на кривошипный, а на другой вал привода, вращающийся с большой скоростью, то требуемый момент инерции можно определить по формуле:

$$I_M^* = \frac{I_M}{u^2},$$

где I_M^* – момент инерции маховика на быстроходном валу;

u – передаточное отношение от быстроходного вала к кривошипному, равное отношению их угловых скоростей.

При расположении маховика на быстроходном валу, если он является промежуточным, необходимо иметь достаточную жесткость кинематической цепи привода.

Другим путем уменьшения момента инерции маховика является учет быстровращающихся звеньев, принадлежащих данному механическому устройству. Такими звеньями являются роторы электродвигателей, соединительные муфты, крупные зубчатые колеса, шкивы ременной передачи и другие детали.

Не исключен такой случай, когда указанные детали могут обеспечивать необходимую величину маховой массы, и тогда надобность в установке специального маховика отпадает.

Так как рассматриваемый механизм тихоходный, и при установке маховика на валу кривошипа он будет иметь большие размеры, установим его на валу двигателя.

Тогда момент инерции маховика на валу двигателя определится:

$$I_M^* = \frac{I_M}{u^2} = \frac{863,83}{15,5^2} = 3,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Эскиз маховика $\mu_1 = 0,01$ (рис.11)

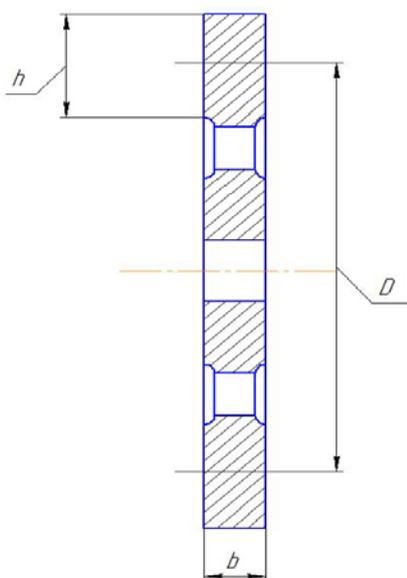


Рисунок 11 – Эскиз маховика

При конструировании маховика стремятся к тому, чтобы получить необходимый момент инерции при возможно малом его весе и диаметре D . Для этой цели маховик выполняется в виде тяжелого обода (рисунок 11), соединенного со ступицей тонким диском или спицами. С некоторым допущением считают, что вся масса маховика сосредоточена как бы в обode. В этом случае:

$$I_M = \frac{m \cdot D^2}{4} \quad [\text{кг} \cdot \text{м}^2],$$

или $m \cdot D^2 = 4 \cdot I_M,$

где m – масса обода маховика, кг;

D – средний диаметр обода маховика, м.

Чтобы определить размеры сечения обода b и h , выражают массу обода маховика через его объем:

$$I_M = \pi \cdot D \cdot b \cdot h \cdot \rho \cdot \frac{D^2}{4},$$

где b - ширина обода в м;

h - толщина обода в м;

ρ - плотность материала маховика. Для чугуна $\rho = 7,3 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$.

Для определения D можно выразить b и h через D . Приняв отношение

$$\frac{b}{D} = \beta \quad \text{и} \quad \frac{h}{D} = \xi, \quad \text{получим:}$$

$$D = \sqrt[5]{\frac{4 \cdot I_M}{\pi \rho \beta \xi}}.$$

В практике машиностроения принимают, что

$$\frac{b}{D} \approx 0,1 \quad \text{и} \quad \frac{h}{D} \approx 0,2,$$

$$D = \sqrt[5]{\frac{4 \cdot 3,6}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,2 \cdot 7,3 \cdot 10^3}} = 0,5,$$

$$b = 0,05 \text{ м} \quad h = 0,1 \text{ м}.$$

Из уравнения $m \cdot D^2 = 4 \cdot I_M$ следует, что при заданной величине масса маховика обратно пропорциональна квадрату его диаметра, и для уменьшения металлоемкости выгодно брать большой диаметр. Однако это противоречит требованию малых габаритов и лимитируется критической окружной скоростью (для чугунных колес $V \leq 40 \text{ м/с}$).

2.3.8 Определение закона движения входного звена при установившемся режиме движения механизма

Закон изменения скорости звена приведения ω_1 при установившемся движении можно найти с помощью диаграммы изменения кинетической энергии первой группы звеньев $\Delta T_1 = f(\varphi_1)$. Хотя этот способ является приближенным, но при малых коэффициентах неравномерности ошибка оказывается настолько малой, что в инженерных расчетах ею можно пренебречь. Из теории известно, что

$$\Delta T \approx I_{np1} \cdot \omega_{1cp} \cdot \Delta \omega_1.$$

Если учесть, что I_{np1} и ω_{1cp} являются величинами постоянными, то изменение угловой скорости $\Delta \omega_1$ будет пропорционально изменению кинетической энергии ΔT_1 . Таким образом, кривая $\Delta T_1 = f(\varphi_1)$ будет представлять собой в другом масштабе закон изменения скорости $\Delta \omega_1$ звена приведения.

Если принять равенство соответствующих ординат $\Delta\omega_1 \cdot \mu_\omega = \Delta T_1 \cdot \mu_{T_1}$ и то что μ_{T_1} уже выбран при построениях, то масштабный коэффициент μ_ω определяется следующим соотношением:

$$\mu_\omega = \frac{\mu_{T_1}}{I_{np1} \cdot \omega_{cp}} = \frac{28}{863,83 \cdot 6,28} = 0,005 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм},$$

где μ_{T_1} [Дж/мм] - масштабный коэффициент кинетической энергии первой группы звеньев;

I_{np1} [кг·м²] - момент инерции первой группы звеньев;

$\omega_{1cp} = \omega_{ном}$ [рад/с] - номинальное (заданное) значение угловой скорости;

μ_ω [рад·с⁻¹/мм] - масштабный коэффициент угловой скорости.

Исходя из того, что $\omega_{1cp} \approx \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}$,

делим отрезок KD пополам и проводим горизонтальную, прямую соответствующую ω_{1cp} (заданному значению ω_1).

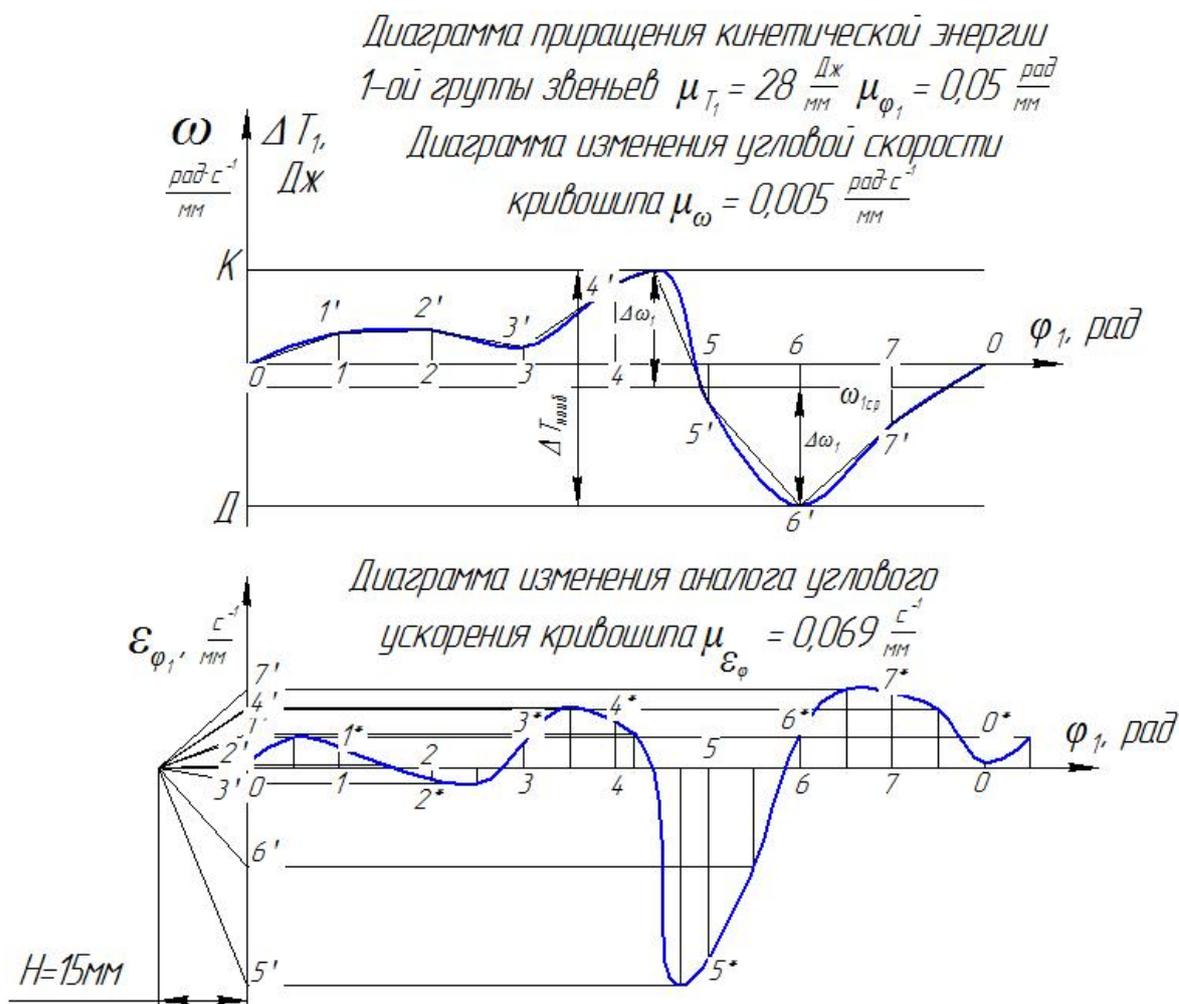


Рисунок 12 – Построение диаграммы аналога углового ускорения кривошипа

Для определения угловой скорости кривошипа в каждом положении механизма поступают следующим образом:

- если отрезок $\Delta\omega_1$ расположен выше прямой, соответствующей ω_{1cp} (например, положение 4), $\omega_1 = \omega_{1cp} + \Delta\omega_1 \cdot \mu_\omega$,

- если отрезок лежит ниже прямой ω_{1cp} (положение б), $\omega_1 = \omega_{1cp} - \Delta\omega_1 \cdot \mu_\omega$.

Для определения углового ускорения входного звена необходимо графически продифференцировать диаграмму $\omega_1 = f_1(\varphi_1)$.

Дифференцирование проведем методом хорд. Кривую $\omega_1 = f(\varphi_1)$ на участках 0–1; 1–2; 2–3 и т.д. заменим хордами. Выбрав полюс P на произвольном расстоянии H слева от оси ординат диаграммы $\mathcal{E}_{\varphi 1} = f(\varphi_1)$, проведем лучи $P-1''$; $P-2''$; $P-3''$, параллельные соответствующим хордам ($[0'-1'] \parallel [p-1'']$; $[1'-2'] \parallel [p-2'']$; ...). Отрезки $0-1''$; $0-2''$; $0-3''$; ... на оси ординат будут пропорциональны средним значениям $\mathcal{E}_{\varphi 1}$ (аналога углового ускорения кривошипа $\mathcal{E}_{\varphi 1} = d\omega_1/d\varphi_1$) на соответствующих участках. Снесем полученные точки на середины участков, на которых проведены хорды, и соединим полученные точки плавной кривой.

Масштабный коэффициент определится:

$$\mu_{\mathcal{E}_{\varphi 1}} = \frac{\mu_\omega}{H \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,005}{15 \cdot 0,05} = 0,069 \text{ с}^{-1}/\text{мм}.$$

Угловое ускорение кривошипа определяется:

$$\mathcal{E}_1 = \mathcal{E}_{\varphi 1} \cdot \omega_{1cp}.$$

Для первого положения механизма

$$\mathcal{E}_1 = (1-1^*) \cdot \mu_{\mathcal{E}_{\varphi 1}} \cdot \omega_{1cp} = 3,1 \cdot 0,069 \cdot 6,28 = 1,34 \text{ рад/с}^{-2}.$$

Таблица 6 - Значения угловой скорости и углового ускорения кривошипа

	0	1	2	3	4	5	6	7
ω_1	6,30	6,33	6,33	6,31	6,37	6,27	6,18	6,25
\mathcal{E}_1	0,181	1,343	-0,865	4,494	3,509	-14,23	2,604	5,648

2.4 Силовой анализ механизма методом кинетостатики

Задача силового анализа сводится к определению внутренних сил механизма, возникающих в его кинематических парах, и движущего момента, приложенного к ведущему звену и необходимого для привода в движение меха-

низма рабочей машины или момента сопротивления, приложенного к ведомому валу и преодолеваемого исследуемым механизмом двигателя. Необходимость определения усилий в кинематических парах связана с задачами расчета звеньев и элементов кинематических пар на прочность, создания оптимального варианта конструкции механизма, определения коэффициента полезного действия машины, ее уравнивания на фундаменте и т.п. Движение всякого механизма происходит под действием активных сил, к которым относятся движущие силы; силы полезного (производственного) сопротивления, силы вредного сопротивления (трения, сопротивления среды и т.п.), а также сил веса звеньев.

При исследовании тихоходной машины, звенья которой движутся с незначительными ускорениями, определение усилий в кинематических парах можно произвести из условия равномерного движения механизма в целом и каждого его звена в отдельности. Расчетными уравнениями для каждого звена будут служить известные уравнения статики:

$$\begin{aligned} \sum \bar{P}_i &= 0, \\ \sum M(P_i) &= 0. \end{aligned}$$

В быстроходных машинах ускорения звеньев могут достигать значительных величин и динамические усилия в кинематических парах механизма могут многократно превышать усилия от статического нагружения. В подобных случаях пренебрегать влиянием динамических нагрузок недопустимо. Одним из распространенных методов силового исследования механизма с учетом сил инерции является метод кинестатики, основанный на использовании принципа Даламбера, сущность которого заключается в том, что каждое звено и группа Ассуров могут рассматриваться в условном статическом равновесии, если к ним будут добавлены силы инерции.

В общем случае инерционная нагрузка на звено может быть сведена к главному вектору сил инерции, который равен произведению массы звена m_i на ускорение центра масс звена a_{Si}

$$\bar{P}_{иi} = - m_i \cdot \bar{a}_{Si}$$

и направлен противоположно ускорению центра масс звена, и главному моменту сил инерции, равному по модулю произведению момента инерции звена I_{Si} относительно оси, проходящей через центр его масс, на угловое ускорение звена ε_i

$$\bar{M}_{иi} = - I_{Si} \cdot \bar{\varepsilon}_i,$$

направленному противоположно угловому ускорению звена.

В итоге расчетные уравнения кинестатики будут иметь вид :

$$\begin{aligned} \sum (\bar{P}_i + \bar{P}_{иi}) &= 0, \\ \sum [M(P_i) + M(P_{иi}) + M_{иi}] &= 0. \end{aligned}$$

Порядок кинестатического исследования механизма заключается в последовательном рассмотрении условий равновесия групп Ассуров, начиная с наиболее удаленной от ведущего звена, в результате которого определяются реакции связей, являющихся усилиями во внешних кинематических парах, возникающих вследствие условного освобождения группы от примыкающих

звеньев механизма. Эта задача всегда разрешима в силу статической определенности групп Ассура. Действительно, считая, что для каждого звена можно составить 3 уравнения равновесия, а для n звеньев $3n$ уравнений и учитывая, что реакция каждой кинематической пары 5 класса содержит 2 неизвестных (модуль и направление), то условие статической определенности получит вид:

$$3n - 2p_1 = 0.$$

Последнее выражение совпадает с известным условием существования групп Ассура.

Силовой расчет механизма проводится с учетом всех действующих внешних сил, за исключением сил трения, влиянием которых ввиду малости можно пренебречь. Наряду с заданной силой сопротивления и силами веса звеньев к известным «активным» силам относятся силы инерции и моменты пар сил инерции.

Определим модули главных сил инерции звеньев и главных моментов пар сил инерции.

$$P_{И1} = m_1 \cdot a_{S1} = 0, \text{ т.к. } a_{S1} = 0.$$

$$M_{И1} = I_{pp1} \cdot \varepsilon_1 = 863,83 \cdot 1,34 = 1157,53 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$P_{И2} = m_2 \cdot a_{S2} = 18 \cdot 4,7 = 84,6 \text{ Н},$$

$$M_{И2} = I_{S2} \cdot \varepsilon_2 = 0,5 \cdot 2,92 = 1,46 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$P_{И3} = m_3 \cdot a_{S3} = 22 \cdot 1,95 = 43 \text{ Н},$$

$$M_{И3} = I_{S3} \cdot \varepsilon_3 = 1,0 \cdot 9,75 = 9,75 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$P_{И4} = m_4 \cdot a_{S4} = 100 \cdot 3,25 = 325 \text{ Н},$$

$$M_{И4} = I_{S4} \cdot \varepsilon_4 = 40 \cdot 2,125 = 85 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$P_{И5} = m_5 \cdot a_D = 400 \cdot 2,75 = 1100 \text{ Н}.$$

Приложены результирующие векторы сил инерции в центрах масс соответствующих звеньев и направлены противоположно вектору ускорения центра масс звена. Направление моментов пар сил инерции звеньев противоположно угловым ускорениям звеньев.

Силы веса звеньев определим:

$$G_2 = m_2 \cdot g = 18 \cdot 9,8 = 176,4 \text{ Н},$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 22 \cdot 9,8 = 215,6 \text{ Н},$$

$$G_4 = m_4 \cdot g = 100 \cdot 9,8 = 980 \text{ Н},$$

$$G_5 = m_5 \cdot g = 400 \cdot 9,8 = 3920 \text{ Н},$$

Если рассматривается положение механизма, при котором ползун совершает движение справа налево, то при определении $P_{И5}$ и G_5 необходимо к массе m_5 добавить массу перемещаемого материала m_M .

Сила сопротивления P_C для рассматриваемого положения равна 1300 Н.

Силовой (кинетостатический) расчет начинаем с последней присоединенной группы Ассура (4,5).

Отсоединяем ее от механизма и вычерчиваем в масштабе $\mu_l = 0,01 \text{ м/мм}$. Покажем действующие на нее внешние силы и силы реакций, возникающих в разорванных звеньях. Действие отброшенной стойки заменим реакцией R_{65} , которая при отсутствии трения направлена по перпендикуляру к направляющей и приложена в точке D, так как все силы, действующие на звено 5, прохо-

дят через ось шарнира D. Реакцию в шарнире В – R_{34} разложим на составляющие: R_{34}^n – нормальная составляющая, направленная вдоль звена BD и R_{34}^τ – тангенциальная – по перпендикуляру к звену BD.

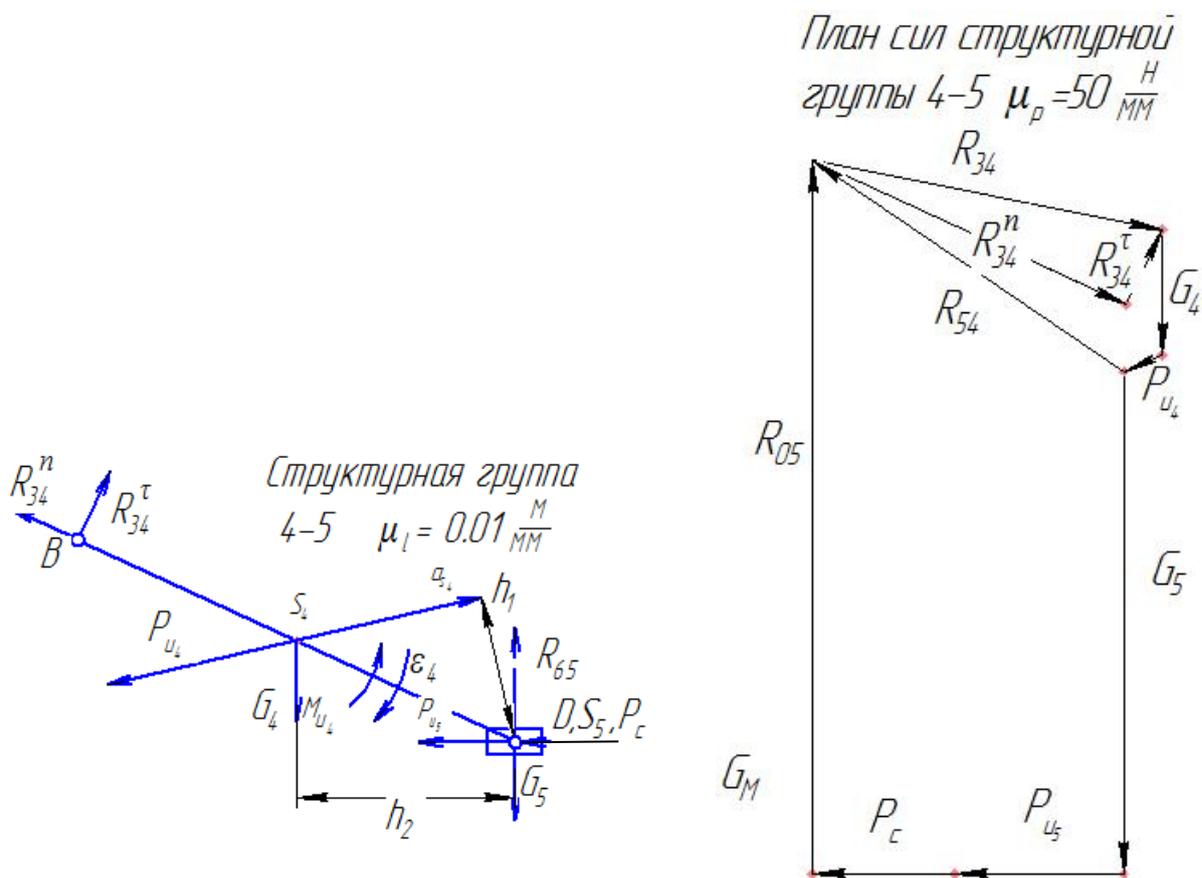


Рисунок 13 – Силовой анализ группы Ассура 4-5

Составляем уравнение равновесия для группы (4,5).

$$\overline{R_{34}^n} + \overline{R_{34}^\tau} + \underbrace{\overline{G_4} + \overline{P_{И4}} + \overline{G_M} + \overline{G_5} + \overline{P_{И5}} + \overline{P_C}}_{\text{Известны}} + \overline{R_{05}} = 0.$$

В уравнении 3 неизвестных. Составляющую R_{34}^τ определим из уравнения моментов всех сил, действующих на звено 4 относительно точки D

$$\sum M(D)_4 = -R_{34}^\tau \cdot \ell_{BD} + G_4 \cdot h_2 \cdot \mu_\ell + P_{И4} \cdot h_1 \cdot \mu_\ell + M_{И4} = 0.$$

Для определения плеча силы опускаем перпендикуляр из точки D на линию действия силы (h_1, h_2), замеряем их и умножаем на масштабный коэффициент μ_ℓ .

$$R_{34}^\tau = (G_4 \cdot h_2 \cdot \mu_\ell + P_{И4} \cdot h_1 \cdot \mu_\ell + M_{И4}) / \ell_{BD} = (980 \cdot 36 \cdot 0,01 + 325 \cdot 25 \cdot 0,01 + 85) / 0,8 = 648,8 \text{ H}.$$

Если в результате расчета реакция R_{34}^τ получается со знаком минус, то выбранное направление следует изменить на противоположное.

После определения R_{34}^{τ} в векторном уравнении сил остаются неизвестными величины сил R_{34}^n и R_{65} , и по векторному уравнению можно построить векторный многоугольник сил. Выбираем для построения масштабный коэффициент сил $\mu_p = 50 \text{ Н/мм}$. Тогда отрезки, изображающие силы на чертеже, определяются делением величины силы на μ_p . Например: $[R_{34}^{\tau}] = R_{34}^{\tau} / \mu_p = 648,8 / 50 \approx 13 \text{ мм}$.

Из произвольно выбранной точки p последовательно откладываем вектора сил в соответствии с уравнением, начиная с R_{34}^{τ} . Отложив все известные силы, из точки p проводим направление R_{34}^n параллельно звену BD , а из конца вектора силы P_C – линию действия R_{05} , перпендикулярную направляющей $x-x$. Точка пересечения этих направлений отмерит искомые реакции. Замерив полученные отрезки и умножив на μ_p , получим реальные величины реакций.

$$R_{34}^n = [R_{34}^n] \cdot \mu_p = 53,5 \cdot 50 = 2675 \text{ Н},$$

$$R_{05} = [R_{65}] \cdot \mu_p = 111,4 \cdot 50 = 5570 \text{ Н}.$$

Просуммировав векторы сил R_{34}^{τ} и R_{34}^n , определяем полную реакцию R_{34} .

$$R_{34} = [R_{34}] \cdot \mu_p = 55 \cdot 50 = 2750 \text{ Н}.$$

Для определения реакции во внутренней кинематической паре в т. D рассмотрим равновесие звена 4.

Уравнение равновесия запишется в следующем виде:

$$\overline{R_{34}} + \overline{G_4} + \overline{P_{И4}} + \overline{R_{54}} = 0.$$

Для нахождения реакции R_{54} достаточно на плане сил группы 4-5 соединить конец вектора $P_{И4}$ с началом R_{34} . Полученный отрезок определит величину R_{54} :

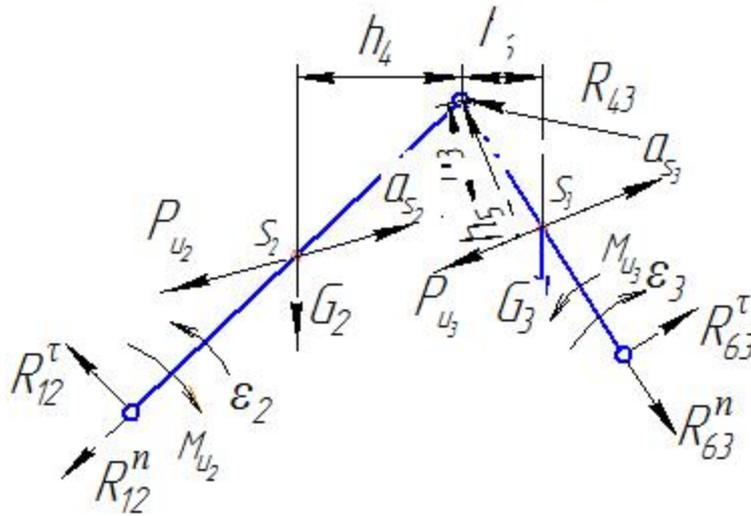
$$R_{54} = [R_{54}] \cdot \mu_p = 58,2 \cdot 50 = 2910 \text{ Н}.$$

Переходим к рассмотрению следующей группы Ассур (2,3), для чего отсоединяем ее от механизма, вычерчиваем в масштабе $\mu_l = 0,01 \text{ м/мм}$ с соблюдением заданного положения звеньев и показываем действующие на нее внешние силы и силы реакций. Реакции во вращательных парах в точках А и С разложим на нормальные и тангенциальные составляющие:

$$\overline{R_{12}} = \overline{R_{12}^{\tau}} + \overline{R_{12}^n},$$

$$\overline{R_{63}} = \overline{R_{63}^{\tau}} + \overline{R_{63}^n}.$$

Структурная группа 2-3 $\mu_l = 0.01 \frac{M}{MM}$



План сил структурной группы 2-3 $\mu_p = 50 \frac{H}{MM}$

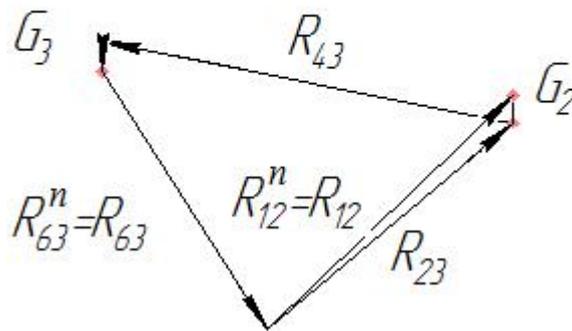


Рисунок 14 – Силовой анализ группы Ассур 2-3

Кроме того, в точке В приложим реакцию отброшенного звена 4 на звено 3 – R_{43} . Эта реакция равна по величине найденной реакции R_{34} , но противоположна по направлению.

Уравнение равновесия для группы (2-3) запишется:

$$\underline{R_{12}^n} + \underline{R_{12}^{\tau}} + \underline{G_2} + \underline{P_{u2}} + \underline{P_{u3}} + \underline{R_{43}} + \underline{G_3} + \underline{R_{63}^{\tau}} + \underline{R_{63}^n} = 0.$$

В полученном уравнении 4 неизвестных.

Для определения тангенциальных составляющих реакций рассмотрим отдельно равновесие звеньев 2 и 3 и составим уравнения моментов относительно точки В.

$$\sum M(B)_{23B} = 0.$$

$$-R_{12}^{\tau} \cdot \ell_{AB} - M_{u2} - P_{u2} \cdot h_3 \cdot \mu_l + G_2 \cdot h_4 \cdot \mu_l = 0$$

$$R_{12}^{\tau} = (-M_{u2} - P_{u2} \cdot h_3 \cdot \mu_l + G_2 \cdot h_4 \cdot \mu_l) / \ell_{AB} =$$

$$= (-1,46 - 84,6 \cdot 13 \cdot 0,01 + 176,4 \cdot 20 \cdot 0,01) / 0,6 = 38 \text{ Н.}$$

$$\sum M(B)_{3zv.} = 0.$$

$$R_{63}^r \cdot \ell_{BC} - P_{И3} \cdot h_5 \cdot \mu_\ell - G_3 \cdot h_6 \cdot \mu_\ell + M_{И3} = 0$$

$$R_{63}^r = (P_{И3} \cdot h_5 \cdot \mu_\ell + G_3 \cdot h_6 \cdot \mu_\ell - M_{И3}) / \ell_{BC} =$$

$$= (43 \cdot 20 \cdot 0,01 + 215,6 \cdot 8,5 \cdot 0,01 - 9,75) / 0,4 = 42,9 \text{ Н.}$$

Для построения многоугольника сил выбираем масштабный коэффициент $\mu_p = 50 \text{ Н/мм}$. При построении многоугольника сил силами меньше максимальной в 50 раз можно пренебречь. Если учесть, что в нашем случае максимальная сила $R_{43} = 5000 \text{ Н}$; то силы $R_{12}^r = 38 \text{ Н}$, $R_{63}^r = 42,9 \text{ Н}$, $P_{И3} = 43 \text{ Н}$, $P_{И2} = 84,6 \text{ Н}$ на плане сил можно не откладывать.

Выбираем полюс p и в соответствии с уравнением равновесия для группы 2-3 начинаем построение.

Построение начинаем с силы G_2 , т.к. R_{12}^n мала, и мы ею пренебрегаем. Отложив все известные силы из точки p , откладываем направление реакции R_{12}^n параллельно звену АВ, а из конца вектора G_3 (R_{63}^r – мала) линию действия R_{63}^n параллельно звену ВС. Точка пересечения этих направлений отмерит величины реакций R_{12}^n и R_{63}^n . Замерив полученные отрезки и умножив их на μ_p , получим величины реакций

$$R_{12}^n = [R_{12}^n] \cdot \mu_p = 44,7 \cdot 50 = 2235 \text{ Н}$$

$$R_{63}^n = [R_{63}^n] \cdot \mu_p = 40,4 \cdot 50 = 2020 \text{ Н,}$$

т.к. R_{12}^r и R_{63}^r – малы, то можно записать $\overline{R_{12}^r} \approx \overline{R_{12}}$, $\overline{R_{63}^n} \approx \overline{R_{63}}$.

Для определения реакций во внутренней кинематической паре составим уравнение равновесия для звена 2

$$\overline{\overline{R_{12}}} + \overline{\overline{G_2}} + \overline{\overline{P_{И2}}} + \overline{\overline{R_{32}}} = 0.$$

Для определения R_{32} на построенном для группы Ассур 2–3 плане сил соединяем начало вектора R_{12} с концом P_{42} ; полученный отрезок определит реакцию R_{32} :

$$R_{32} = [R_{32}] \cdot \mu_p = 42,3 \cdot 50 = 2115 \text{ Н.}$$

Заканчивается силовой анализ рассмотрением механизма первого класса, состоящего из ведущего звена и стойки, которые образуют между собой вращательную кинематическую пару пятого класса.

Из условия статической определимости кинематической цепи следует, что под действием приложенных сил механизм 1 класса не находится в равновесии, т.к. при числе подвижных звеньев, равном единице, и числе кинематических пар 5 класса, равном единице, число уравнений равновесия, которое мы можем составить, на единицу больше числа неизвестных.

$$3n - 2p_1 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1.$$

Чтобы имело место равновесие, необходимо дополнительно ввести силу или пару сил, уравновешивающую все силы, приложенные к ведущему звену. Эта сила или момент пары сил носят название уравновешивающей силы (P_y) или уравновешивающего момента (M_y). Если вращение на кривошип в рабочей машине передается через зубчатую передачу, то для выполнения равновесия необходимо приложить уравновешивающую силу P_y , которая будет при-

ложена в полюсе зацепления и линия действия ее будет совпадать с линией зацепления (реакция в высшей кинематической паре).

Если вращение на кривошип передается через муфту, то к ведущему звену необходимо приложить уравновешивающий момент.

Считаем, что в заданном механизме вращение на кривошип передается через муфту, и определим уравновешивающий момент.

Вычерчиваем в масштабе μ_ℓ механизм 1 класса и определяем уравнение моментов относительно точки O.

$$\begin{aligned} R_{21} \cdot h_{R21} \cdot \mu_\ell - M_y - M_{И1} &= 0; \\ M_y &= R_{21} \cdot h_{R21} \cdot \mu_\ell - M_{И1}, \text{ где } \overline{R_{21}} = - \overline{R_{21}}; \\ M_y &= 2235 \cdot 8 \cdot 0,01 - 1157,53 = -978,73 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Для определения реакции R_{61} в кинематической паре в точке O составим уравнение равновесия

$$\overline{R_{21}} + \overline{G_1} + \overline{R_{61}} = 0.$$

Так как сила веса G_1 – мала, то имеем:

$$\overline{R_{61}} = - \overline{R_{21}}.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Теория механизмов и машин / под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1998. – 496 с.
2. Марголин, Ш.Ф. Теория механизмов и машин: теория, примеры и граф. работы / Ш.Ф. Марголин. – Минск: Высшая школа, 1968. – 359 с.
3. Теория механизмов и механика машин: учебник для вузов по машиностроит. направлениям и специальностям / под ред. Г.А. Тимофеева; [К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов, Г.А. Тимофеев]. – 6-е изд., испр. и доп. – М.: МГТУ, 2009. – 686, [2] с.: ил., табл. – (Механика в техническом ун-те: в 8 т.; т. 5).
4. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин: учебник для вузов / И.И. Артоболевский. – Изд. 6-е, стер., перепеч. с 4-го изд. 1988 г. – М.: Альянс, 2011. – 639 с.
5. Тимофеев, Г.А. Теория механизмов и машин: курс лекций: учеб. пособие для вузов / Г.А. Тимофеев. – М.: Высш. образование, 2009. – 351 с.
6. Методические рекомендации по оформлению выпускных квалификационных работ, курсовых проектов/работ для очной, очно-заочной (вечерней) и заочной форм обучения / сост.: А. Н. Тритенко, О.В. Сафонова. - Вологда: ВоГУ, 2014. – 79 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Вологодский государственный университет»

(наименование факультета)

(наименование кафедры)

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ/РАБОТА

Дисциплина: «_____»

Наименование темы: «_____»

Код работы КП/КР _____

код, наименование направления подготовки /специальности , программы, код кафедры,
регистрационный номер по журналу, год

Руководитель

(уч. степень, звание, должность. Ф.И.О)

Выполнил (а) студент

(Ф.И.О)

Группа, курс

Дата сдачи

Дата защиты

Оценка по защите

(подпись преподавателя)

Вологда

_____ Г.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	3
2 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	9
2.1 Структурный анализ механизма.....	10
2.2 Кинематическое исследование механизма.....	11
2.3 Динамический синтез и анализ движения рабочей машины.....	20
2.4 Силовой анализ механизма методом кинетостатики.....	30
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	38
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	39

Подписано в печать 06.03.2014. Усл. печ. л. 2,75. Тираж 20 экз.

Печать офсетная. Бумага офисная. Заказ № _____

Отпечатано: РИО ВоГУ, г. Вологда, ул. Ленина, 15