

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ ИСЛАМА КАРИМОВА**

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН
Методические указания к курсовой работе

ТАШКЕНТ 2022

Составители: проф. Каримов К.А., доц. Бегимов Н.Н., PhD Нематов Э.Х., ст. преп. Шаумаров Р.А., PhD Шахобутдинов Р.Э.-Ташкент: ТашГТУ, 2022. - 32 с.

Данные методические указания составлены согласно учебному плану по подготовке бакалавров по направлениям: 5314800-Технология и оборудование сварки; 5320300-Технологические машины и оборудование (холодильное машиностроение); 5322100-Технологии металлов(по отраслям); 5111000-Профессиональное образование в области машиностроения транспортных средств(автотранспорт); 5310500-Автомобилестроение и тракторное производство; 5310600-Машиностроение транспортных средств; 5312500-Энергетическое машиностроение(двигатели внутреннего сгорания); 5320200-Технология машиностроения по направлениям организации и автоматизации машиностроительного производства для механического и машиностроительного факультетов.

В методических указаниях представлен объем, содержание и подробный план выполнения курсовой работы по теории механизмов и машин.

Печатаются по решению научно-методического совета ТашГТУ
Протокол №4 от 29 декабря 2021г.

Рецензенты:

проф. Н.Б. Баратов (Таш ГТУ)

стар. науч. сотр., PhD. Х.А. Ахмедов (АН РУз)

«УТВЕРЖДАЮ»

“ Теоретическая механика
и теория механизмов и
машин” Зав. кафедрой

«___» _____ 200__ г

КУРСОВАЯ РАБОТА

по курсу _____ ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН _____

Группа _____ Студент _____ Руководитель _____

Задание №__ Вариант №__

1. Разработать проект: _____

2. Исходные данные: _____

3. Руководящие материалы: 1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. 2. Фролов К.В. Теория механизмов и машин. 3. Коренько А.С. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин.

4. Содержание графической части: формат А4 2. листов.

1. Кинематическое исследование механизма;

2. Эвольвентное зацепление и синтез планетарного редуктора;

5. Содержание объяснительной записки:

1. Определение степени подвижности механизма. Кинематическое исследование методом диаграмм и полярных планов;

Для одного положения механизма произвести силовой расчет. Определить силы реакции и уравновешивающую силу;

Произвести геометрический расчет зубчатых колес, описать картину зацепления. Расчетным путем определить числа зубьев колес планетарного редуктора;

6. Дополнительные задания и указания: _____

7. Сроки сдачи листов и проекта:

	1.	2.	3.	4.	Записка	Защита
План						
Фактически						

Руководитель _____

ОБЪЕМ, СОДЕРЖАНИЕ И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН.

Одним из основных видов процесса изучения курса "Теории механизмов и машин" в высших технических заведениях механико-машиностроительных специальностей является выполнение курсовой работы.

Курсовое проектирование позволяет студентам закрепить полученные знания, углубить их и обобщить, а также применить эти знания к комплексному решению конкретных инженерных задач. Курсовая работа выполняется в объеме 2-х листов формата А1 и сопровождается расчетно-пояснительной запиской формата А4. Содержание курсовой работы по данному направлению охватывает три основных разделов курса ТММ:

1. Лист. Структурный, кинематический и кинетостатический анализ рычажного механизма.

2. Лист. Проектирование кулачкового механизма.

Приступая к выполнению курсовой работы, студенты еще не имеют навыков самостоятельного решения комплекса вопросов, связанных с проектированием механизмов, их структурным, кинематическим и динамическим исследованием, поэтому настоящая разработка в совокупности с методически разработанным заданием должна дать возможность студенту, усвоившему материал, изложенный на лекциях, самостоятельно выполнить курсовую работу по теории механизмов и машин.

СОДЕРЖАНИЕ И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

1. Лист. Структурный, кинематический и кинетостатический анализ рычажного механизма

I. Структурный и кинематический анализ механизма.

Порядок выполнения:

1. Рассчитать размеры звеньев механизма.
2. Вычертить кинематическую схему механизма в масштабе μ_e м/мм.
3. Выполнить структурный анализ механизма; разложить механизм на чертеже на группы Ассура.

4. Произвести кинематический анализ заданной исследуемой точки графическим методом
5. Построить планы скоростей для 6-ти положений механизма в масштабе μ_v м/сек мм.
6. Построить планы ускорений для 4-ти положений механизма в масштабе μ_a м/сек² мм.

1. Содержание и порядок составления расчетно-пояснительной записки к 1-му листу курсовой работы.

1. Исходные данные в соответствии с заданием и вариантом.
2. Расчет геометрических параметров звеньев механизма и масштаба кинематической схемы μ_e м/мм.
3. Структурный анализ механизма.
4. Построение планов механизма.
5. Определение линейных скоростей точек звеньев механизма и угловых скоростей звеньев механизма методом полярных планов:
 - а/ расчет масштаба μ_v м/сек-мм,
 - б/ векторные уравнения скоростей,
 - в/ таблица векторных и истинных значений линейных скоростей точек звеньев, а также угловых скоростей звеньев механизма для 12-ти положений,
6. Определение ускорений точек звеньев механизма и звеньев методом полярных планов:
 - а/ расчет масштаба μ_a м/сек²- мм,
 - б/ векторные уравнения ускорений,
 - в/ таблица векторных и истинных значений линейных ускорений точек звеньев, а также угловых ускорений звеньев механизма для 6-ти положений.

2. Кинетостатический расчет механизма.

1. Исходные данные:
2. Кинематическая схема механизма в заданном положении.
3. Механическая характеристика сил полезного сопротивления /индикаторная диаграмма/.
4. Массы звеньев.
5. Моменты инерции звеньев.

Порядок выполнения:

1. Вычертить два плана механизма / один план для рабочего, наиболее нагруженного положения механизма, другой - для холостого хода механизма/.
2. Определить, используя ускорение, инерционные силы, действующие на звенья механизма в заданных положениях.
3. Разложить механизм в каждом из положений на группы Ассура.
4. Вычертить каждую группу Ассура в рассматриваемом положении и приложить к звеньям все действующие внешние силы, включая силы инерции в кинематических парах.
5. Определить реакцию в кинематических парах каждой группы от всех действующих сил/ сил сопротивления, тяжести, инерции/ без учета сил трения. План сил /силовой многоугольник/ размещать рядом с соответствующей ему группой Ассура в масштабе μ_P н/мм.
6. Начертить начальное /ведущее/ звено/ механизма, приложив к нему все действующие силы, включая уравновешивающую P_y .
7. Определить P_y из условия равновесия начального звена.
8. Определить реакцию в опоре начального звена,
9. Построить повернутые планы скоростей для двух положений механизма и приложить к ним действующие силы/рычаг Жуковского Н.Е.

2. Содержание и порядок составления расчетно-пояснительной записки по силовому расчету механизма

1. Исходные данные в соответствии с заданием к варианту.
2. Рассчитать силы инерции и моменты инерции.
3. Определение реакций в кинематических парах механизма:
 - а/ уравнение моментов для соответствующей реакции и ее расчет,
 - б/ векторное уравнение, на основании которого строится силовой многоугольник, для определения искомых реакций,
 - в/ расчет масштаба силового многоугольника J^{μ_P} н/мм
 - г/ векторные и истинные значения величин искомых реакций, полученные из силового многоугольника.
4. Определение уравновешивающей силы и реакции в опоре ведущего звена:
 - а/ уравнение момента для расчета уравновешивающей силы;
 - б/ расчет уравновешивающей силы;

в/ векторное уравнение сил, на основании которого строится силовой многоугольник для определения реакции в опоре ведущего звена;

г/ расчет масштаба силового многоугольника, μ_P н/мм

д/ векторная и истинная величины реакции в опоре ведущего звена механизма;

5. Определение уравновешивающей силы методом "рычага Н.Е. Жуковского":

а/ уравнение моментов /относительно повернутого плана скоростей/ всех сил, приложенных к "рычагу", и уравновешивающую силу P_u ;

б/ расчет уравновешивающей силы.

6. Сравнение величин уравновешивающих сил, полученные методами рычага Н.Е. Жуковского и методом кинетостатики.

2. Лист. Проектирование кулачкового механизма.

Исходные данные:

1. Кинематическая схема кулачкового механизма.

2. Максимальный угол качания коромысла или ход толкателя.

3. Закон изменения аналога ускорения толкателя.

4. Допустимый угол давления в кулачковом механизме /угол передачи движения/.

5. Фазовые углы кулачка - угол удаления, угол дальнего выстоя, угол возвращения.

1. Порядок выполнения

1. Вычертить диаграмму аналогов ускорения толкателя в $\mu_{\varphi_1}^{d_2}$ мм или рад/мм

2. Построить диаграмму аналогов скоростей толкателя в масштабе $\mu \frac{ds}{d\varphi_1}$ м/мм или $\mu_{d_2\beta}^{d_2\beta}$ мм методом графического интегрирования диаграммы аналога Ускорений.

3. Построить диаграмму перемещения толкателя в масштабе μ_β 1/мм или методом графического интегрирования диаграммы аналога скорости.

4. Построить диаграмму перемещения толкателя в функции аналога скорости и, учитывая допустимый угол давления, графически определить минимальный радиус-вектор профиля кулачка.
5. Построить центральный профиль кулачка.
6. Построить практический профиль кулачка /если толкатель оканчивается роликом/.
7. Построить диаграмму изменения угла давления /угла передачи движения/ в кинематической паре "кулачок-толкатель", в масштабе μ_α град/мм.
8. Построить планы скоростей и ускорений толкателя для любого положения кулачкового механизма в масштабах μ_v м/сек- мм и μ_a м/сек² мм соответственно на фазе подъема.

2. Содержание и порядок составления расчетно-пояснительной записки к 3-му листу курсового проекта.

1. Исходные данные в соответствии с заданием и вариантом.
2. Расчет масштабов диаграмм перемещений, аналогов скоростей и ускорений толкателя по осям абсцисс и ординат μ_s м/мм или μ_β рад/мм, $\mu \frac{ds}{d\varphi_1}$ м/мм или $\mu \frac{d\beta}{d\varphi_1}$ рад/мм, $\mu \frac{ds}{d\varphi_1^2}$ м/мм или $\mu \frac{d^2\beta}{d\varphi_1^2}$ рад/мм μ_φ рад/мм.
3. Определение векторной и истинной величины минимального радиуса профиля кулачка.
4. Профилирование кулачка/описание последовательности действий/.

УКАЗАНИЯ ПО ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.

1. Графическая - часть проекта в объеме 3-х листов выполняется на листах чертежной бумаги формата 841 x 594 с соблюдением общих правил выполнения чертежей и условий обозначений в схемах. Вспомогательные построения выполняются тонкими линиями и сохраняются.
2. На чертежах указываются масштабные коэффициенты всех построений.
3. В правом нижнем углу листа помещается штамп по форме ЛП ГОСТ 2.104-68. Образец штампа см в образце 3.

4. Расчетно-пояснительная записка выполняется на отдельных листах формата А /210 x 297/. 5. Обратная сторона листов не заполняется¹. На листах записки оставляются поля слева - 20 мм, справа - не менее мм, сверху и снизу - 10 мм. По окончании работы¹ листы записки брошюруются в общую обложку с титульным листом, форма которого приведена на стр.5.

5. Записка должна содержать краткое описание работы машины, исходные данные, последовательное описание выполненных графических построений, сопроводительные расчеты, причем формулы приводятся сначала в буквенных выражениях, затем производится подстановка данных и вычисление. Результаты вычислений сводятся в таблицы.

Задание на курсовую работу является комплексным, предусматривающим проектирование и исследование основных видов механизмов, объединенных в систему какой-либо машины, агрегата, промышленного робота, прибора или устройства.

Защита курсовой работы.

Подписанная руководителем курсовая работа защищается студентом перед комиссией в составе 2-3 человек, включая руководителя проекта.

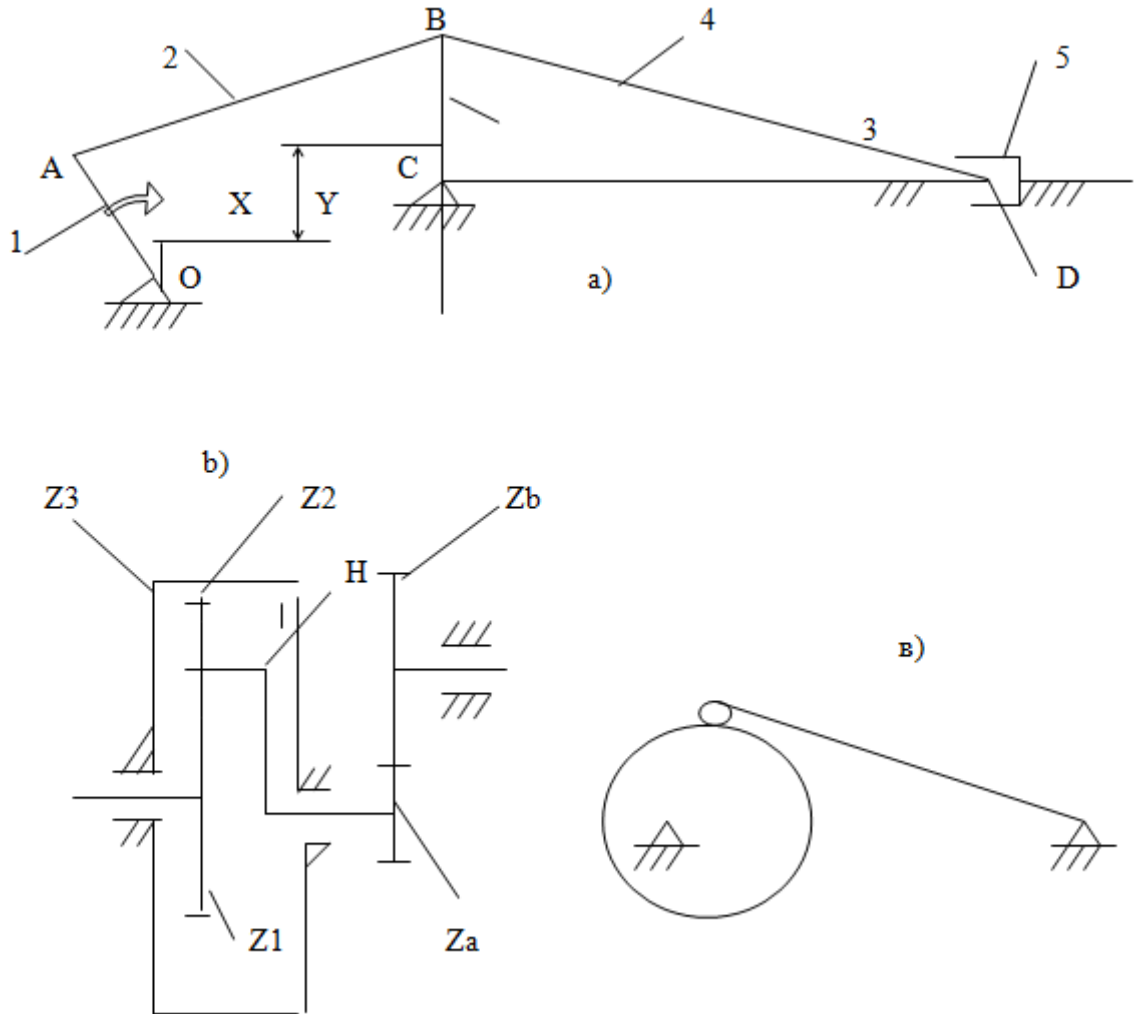
Во время защиты студент должен кратко рассказать о содержании курсовой работы, о назначении исследуемых механизмов, принципах их работы и особенности расчета, обосновать выбор используемых методов исследования, а также ответить на поставленные вопросы. Опрос производится по чертежному листу проекта. Цель его – выяснить, насколько глубоко студент усвоил применяемые методы расчета, знает ли теоретическое обоснование и физическую сущность исследуемых величин, может ли использовать полученные результаты для выводов о силовых и кинематических особенностях машины. Поэтому при подготовке к защите курсовой работы студент должен повторить формулировки применяемых теорем и терминов ТММ, формулы для определения основных кинематических и динамических величин.

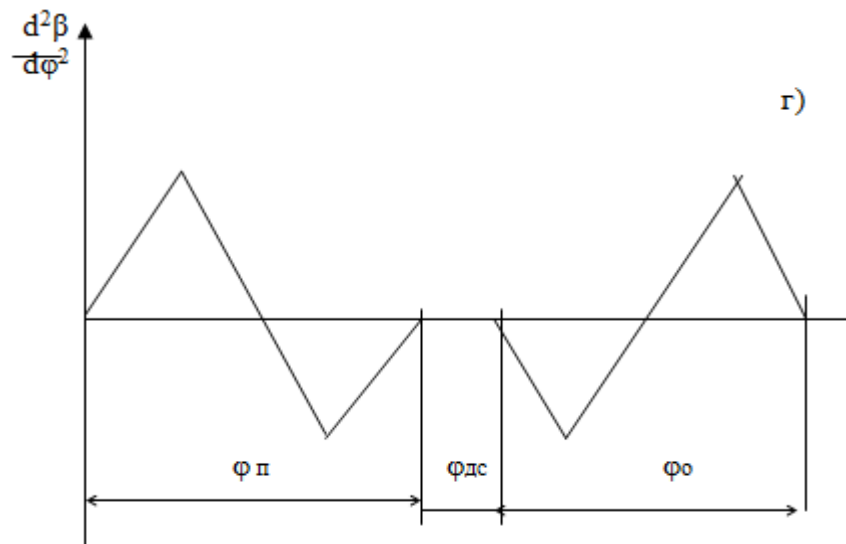
Защита курсовой работы оценивается по максимальной 100 бальной рейтинговой оценке на основании ответов студента и качества проекта.

Пример выполнения курсовой работы

Проектирование механизма виброконвейера.

Движение к рычажному механизму передаётся от электродвигателя через пару внешних зубчатых колёс и планетарный редуктор. Схема кулачкового механизма и закон движения коромысла показаны на схеме.





Для проектирования даны следующие параметры:

1. Длины звеньев и геометрические параметры:

- $l_{OA} = 0,12 \text{ m}$
- $l_{AB} = 0,46 \text{ m}$
- $l_{BC} = 0,39 \text{ m}$
- $l_{DB} = 1,5 \text{ m}$
- $X = 0,33 \text{ m}$
- $Y = 0,06 \text{ m}$

2. Число оборотов электродвигателя $n = 1350 \text{ об/мин}$

3. Число оборотов кривошипа $n_1 = 70 \text{ об/мин}$

4. Массы звеньев:

$$m_2 = 21 \text{ кг}$$

$$m_3 = 25 \text{ кг}$$

$$m_4 = 85 \text{ кг}$$

$$m_5 = 500 \text{ кг}$$

$$m_m = 950 \text{ кг}$$

5. Моменты инерции:

$$J_{O1} = Ls_3 = 1,1 \text{ кгм}^2$$

$$J_{S_2} = 0,5 \text{ кгм}^2$$

$$J_{S_4} = 36 \text{ кгм}^2$$

$$J_{dv} = 0,03 \text{ кгм}^2$$

6. Сила сопротивления на ползуне:

$$P_{лев} = 165 \text{ Кн}$$

$$P_{прав} = 460 \text{ кн}$$

7. Угол $\varphi = 45^0$ для силового расчёта

8. Модуль внешнего зацепления $m = 10 \text{ мм}$

$$Z_a = 17$$

$$Z_b = 39$$

10. Модуль планетарной передачи $m_{pl} = 6 \text{ мм}$

11. Длина коромысла $l_k = 105 \text{ мм}$

12. Максимальный угол отклонения коромысла $\beta = 25^0$

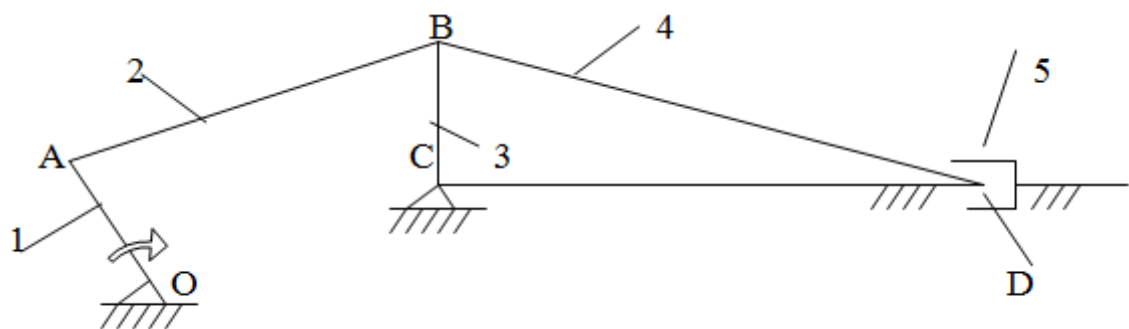
13. Фазовые углы

$$\text{Фазы подъёма и опускания } \varphi_{п} = \varphi_{о} = 70^0$$

$$\text{Угол дальнего стояния } \varphi_{дс} = 100$$

14. Угол давления $\alpha_{раз} = 45^0$

Структурный анализ механизма.



Данный 6-звенный механизм относится к семейству плоских механизмов и состоит из следующих подвижных звеньев: 1- кривошип; 2- шатун; 3- коромысло, 4- шатун, 5- ползун.

Количество кинематических пар – 7:

O – кинематическая пара пятого класса (P5)

A – P₅

$B_1, B_2 - P_5$

$C - P_5$

D_1 (между 4 и 5 звеньями) и D_2 (ползун и стойка) – P_5

Степень подвижности определяется по формуле П.Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4,$$

где n - число подвижных звеньев

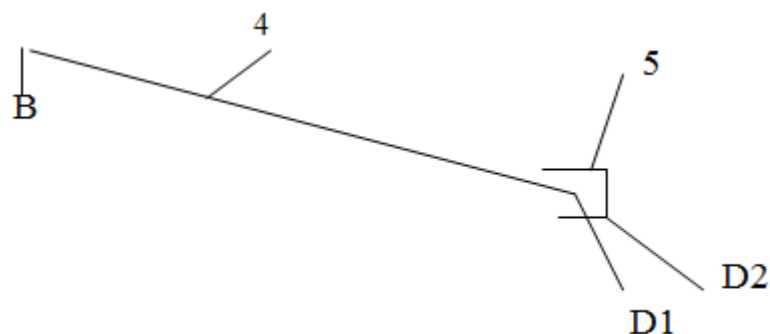
P_5 – кинематические пары 5- класса;

P_4 – кинематические пары 4-класса.

$$W = 3 \cdot 5 + 2 \cdot 7 + 0 = 1$$

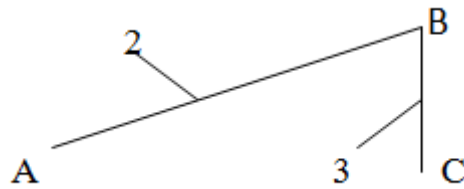
В этом механизме имеется одно подвижное звено – кривошип

Для определения класса механизма необходимо разделить схему механизма на группы Ассур, наибольший класс которого указывает на класс механизма. Разделение на группы Ассур необходимо начать с последнего звена.



$$W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$$

II (4,5)

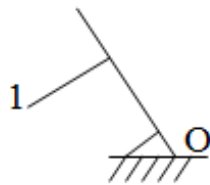


Число подвижных звеньев $n = 2$

Кинематические пары 5-класса - три. $P_5 = 3$ – A, B₂ и C

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$$

II(2,3)



$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 1 = 1 \quad I(0,1)$$

Наибольший класс групп Ассур – второй. Данный 6-ти звенный механизм также относится ко второму классу. Структурная формула будет выглядеть следующим образом:

$$I(0,1) \Rightarrow II(2,3) \Rightarrow II(4,5)$$

Кинематический анализ механизма

Целью кинематического анализа является определение траекторий движения центра масс звеньев и изменений кинематических параметров в зависимости от положений звеньев механизма.

Для кинематического анализа даны следующие параметры:

- $l_{OA} = 0,12 \text{ m}$
- $l_{AB} = 0,46 \text{ m}$
- $l_{BC} = 0,39 \text{ m}$
- $l_{DB} = 1,5 \text{ m}$
- $X = 0,33 \text{ m}$

- $Y = 0,06 \text{ m}$
- $n = 70 \text{ об/мин}$

В масштабе $\mu_l = \frac{l_{OA}}{l_{OA}} = \frac{0,12}{10} = 0,012 \frac{m}{mm}$ строится схема механизма, определяются положения центра тяжести звеньев 2, 3, 4 и строятся траектории центра тяжести звеньев. Значения длин звеньев на чертеже будут следующими:

$$\bar{l}_{AB} = \frac{\overline{AB}}{\mu_l} = \frac{l_{AB}}{0,012} = \frac{0,46}{0,012} = 38,33 \text{ mm}$$

$$\overline{BC} = \frac{l_{BC}}{\mu_l} = \frac{0,39}{0,012} = 32,5 \text{ mm}$$

$$\overline{BD} = \frac{l_{BD}}{\mu_l} = \frac{1,5}{0,012} = 125 \text{ mm}; \quad \bar{X} = 27,5 \text{ mm}; \quad \bar{Y} = 5 \text{ mm}$$

Для построения плана скоростей для первого положения кривошипа необходимо аналитически определить скорость конечной точки кривошипа и выбрать масштаб.

Векторное уравнение точки «А» кривошипа выглядит следующим образом:

$$\vec{v}_A = \vec{v}_O + \vec{v}_{AO}$$

$$v_O = 0;$$

$$v_{AO} = \omega_1 \cdot l_{OA}; \quad \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 70}{30} = 7,326 \frac{1}{c}$$

$$v_{AO} = \omega_1 \cdot l_{OA} = 7,326 \cdot 0,12 = 0,879 \frac{m}{c}$$

Вектор скорости этой точки \vec{v}_{OA} направлен перпендикулярно первому положению кривошипа $\vec{v}_{OA} \perp \overline{OA}$. Приняв длину этого вектора $\vec{v}_{OA} = 40 \text{ mm}$, определяется масштаб скорости:

$$\mu_v = \frac{v_{OA}}{\vec{v}_{OA}} = \frac{v_{OA}}{PA} = \frac{0,879}{40} = 0,021975 \frac{m}{cmm}$$

Векторное уравнение скорости точки «В»:

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}$$

$$\vec{v}_B = \vec{v}_C + \vec{v}_{BC}$$

Вектор скорости \vec{v}_{BA} направлен перпендикулярно положению звена АВ, т.е. $\vec{v}_{BA} \perp \overline{AB}$

Векторное уравнение скорости точки D выглядит следующим образом:

$$\vec{v}_D = \vec{v}_B + \vec{v}_{DB}$$

$$\vec{v}_D = \vec{v}_{D(X)} + \vec{v}_{D(X-X)}$$

Вектор относительной скорости \vec{v}_{DB} направлен перпендикулярно звену DB;

$\vec{v}_{D(X)} = 0$ – проекция скорости на ось X

$\vec{v}_{D(X-X)}$; $\vec{v}_{D(X-X)} \perp (X - X)$ оси

При построении план скоростей для первого положения кривошипа, определяется положение центра тяжести звеньев на плане скоростей:

$$\frac{s_2 \overline{a}}{\overline{ab}} = \frac{\overline{SA}}{\overline{AB}}; \quad s_2 \overline{a} = \frac{\overline{SA}}{\overline{AB}} \cdot ab [mm]$$

$$\overline{s_3 b} = \frac{1}{2} \overline{pb}$$

$$\overline{s_4 d} = \frac{\overline{SD}}{\overline{BD}} \cdot \overline{db}$$

Вектора абсолютных v_B, v_s и относительных скоростей v_{BA} определяются с плана скоростей следующим образом:

$$v_B = \overline{pb} \cdot \mu_v \left[\frac{m}{c} \right];$$

$$v_{s_2} = \overline{ps_2} \cdot \mu_v$$

$$v_{BA} = \overline{ab} \cdot \mu_v; \quad \omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{BA}} \left[\frac{1}{c} \right]$$

$$v_{BC} = v_B; \quad \omega_3 = \frac{v_{BC}}{l_{BC}}$$

$$v_D = \overline{pd} \cdot \mu_v$$

$$v_{DB} = \overline{db} \cdot \mu_v; \quad \omega_4 = \frac{v_{DB}}{l_{DB}}$$

Значения скоростей для других положений звеньев приведены в

Таблица 1

	1	2	3	4	4)	5	6	7	8
V_A	0,879	0,879	0,879	0,879	0,879	0,879	0,879	0,879	0,879
V_B	0,676	0,888	0,976	0,705	0	0,619	1,88	0,802	0
V_D	0,418	0,698	0,912	0,705	0	0,628	1,637	0,486	0
V_{S2}	0,614	0,798	0,926	0,785	0,439	0,383	1,207	0,848	0,438
V_{S3}	0,338	0,444	0,488	0,352	0	0,309	0,818	0,401	0
V_{S4}	0,513	0,757	0,949	0,705	0	0,623	1,73	0,612	0
V_{BA}	0,972	0,763	0,35	0,214	0,879	1,33	1,67	0,11	0,879
V_{DB}	0,46	0,436	0,255	0	0	0,038	0,608	0,523	0
ω_1	7,326	7,326	7,326	7,326	7,326	7,326	7,326	7,326	7,326
ω_2	2,11	1,658	0,76	0,465	1,91	2,89	3,63	0,237	1,91
ω_3	1,73	2,276	2,5	1,807	0	1,587	4,82	2,058	0
ω_4	0,306	0,29	0,17	0	0	0,025	0,405	0,348	0

Построение планов ускорений.

Векторное уравнение ускорения точки «А» выглядит следующим образом:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_o + \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^t$$

$$a_o = 0$$

$$a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 7,326^2 \cdot 0,12 = 6,44 \frac{m}{c^2}$$

$$\vec{a}_{AO}^n \parallel \overline{OA}$$

$$a_{AO}^t = \varepsilon_1 \cdot l_{OA} = \frac{d\omega_1}{dt} \cdot l_{OA}; \quad \omega_1 = const; \quad \varepsilon_1 = 0; \quad a_{AO}^t = 0$$

$$a_A = a_{AO}^n = 6,44 \frac{m}{c^2}$$

Масштаб ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_A}{\bar{a}_A} = \frac{a_A}{pa} = \frac{6,44}{40} = 0,161 \frac{m}{c^2 mm}$$

Векторное уравнение ускорения точки «В» выглядит следующим образом:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t$$

$$\vec{a}_{BC} = \vec{a}_C + \vec{a}_{BC}^n + \vec{a}_{BC}^t$$

$$a_{BA}^n = \omega_2 \cdot l_{BA} = 2,11^2 \cdot 0,46 = 2,048 \frac{m}{c^2}; \quad \vec{a}_{BA}^n \parallel \overline{BA} \text{ и направлен в сторону точки "A"}$$

$$\vec{a}_{BA}^n = \overline{na} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} [mm]$$

$$\vec{a}_{BA}^t \perp \overline{BA};$$

$$a_{BC}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BC} = 1,73^2 \cdot 0,39 = 1,167 \frac{m}{c^2}$$

$$\vec{a}_{BC}^n = \overline{fp} = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a}; \quad \vec{a}_{BC}^n \parallel \overline{BC} \text{ и направлен в сторону точки "C"}$$

Векторное уравнение точки «D», принадлежащего шатуну и ползуну, выглядит следующим образом:

$$\vec{a}_D = \vec{a}_B + \vec{a}_{DB}^n + \vec{a}_{DB}^t$$

$$\vec{a}_D = \vec{a}_{D(X)} + \vec{a}_{D(X-X)}$$

$$a_{DB}^n = \omega_4^2 \cdot l_{DB} = 0,306^2 \cdot 1,5 = 0,14 \frac{m}{c^2}$$

$$\vec{a}_{DB}^n = \frac{a_{DB}^n}{\mu_a} = 0,87 mm; \quad \vec{a}_{DB}^n \parallel \overline{DB} \text{ и направлен в сторону точки "B"}$$

$$\vec{a}_{DB}^t \perp \overline{DB}$$

$$a_{D(X)} = 0; \quad \vec{a}_{D(X-X)} \parallel (X-X) \text{ оси}$$

Положения центров тяжести звеньев определяются как на плана скоростей.

Абсолютные и относительные ускорения в точках «В» и «D» а также угловые ускорения звеньев механизма определены следующим образом:

$$a_B = \overline{pb} \cdot \mu_a \frac{m}{c^2}$$

$$a_{BA}^i = \overline{nb} \cdot \mu_a; \quad \varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^i}{l_{BA}}$$

$$a_{BC}^i = \overline{fb} \cdot \mu_a; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^i}{l_{BC}}$$

$$a_D = \overline{pd} \cdot \mu_a$$

$$a_{DB}^i = \overline{qb} \cdot \mu_a; \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{DB}^i}{l_{BD}}$$

$$a_{s_2} = \overline{ps_2} \cdot \mu_a; \quad a_{s_3} = \overline{ps_3} \cdot \mu_a; \quad a_{s_4} = \overline{ps_4} \cdot \mu_a$$

Значения ускорений для других положений звеньев приведены в табл. 2

Таблица 2

	1	2	3	4	5	6	7	8
a_{AO}^n	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44
a_B	4,2	3,31	2,39	6,71	17,69	9,68	9,84	5,78
a_D	3,4	3,26	0,88	6,26	17,67	7,9	7,53	3,38
a_{s_2}	5,28	4,86	4,27	5,4	11,72	3,3	5,72	5,83
a_{s_3}	2,1	1,65	1,19	3,35	8,84	4,84	4,92	2,88
a_{s_4}	3,74	3,27	1,31	6,46	17,68	7,92	8,4	4,26
a_{BA}^n	2,04	1,26	0,265	0,1	3,84	6,06	0,026	1,68
a_{BA}^t	1,0	2,85	4,65	7,64	12,0	13,75	12,2	3,4
a_{BC}^n	1,16	2,02	2,43	1,27	0,982	9,06	1,65	0
a_{BC}^t	4,04	2,64	0,31	6,63	17,67	3,35	9,82	5,88
a_{DB}^n	0,14	0,126	0,043	0	0,0009	0,246	0,18	0
a_{DB}^t	1,73	1,68	2,5	1,3	0,11	0,03	5,0	4,17
ε_2	2,17	6,19	9,67	16,6	26,0	29,89	26,52	7,39
ε_3	10,3	6,77	0,79	17	45,3	8,59	25,18	15
ε_4	1,15	1,12	1,67	0,86	0,07	0,07	3,34	2,78

Кинетостатический анализ механизма

Целью кинетостатического анализа является определение сил реакций в кинематических парах с учётом сил инерций, а также определение приведённой силы и момента от этой силы.

Для силового анализа даны следующие параметры

- Массы звеньев:
 $m_2 = 21 \text{ кг}; m_3 = 25 \text{ кг}; m_4 = 85 \text{ кг}; m_5 = 500 \text{ кг}$
- Моменты инерции:
 $J_{O1} = Ls_3 = 1,1 \text{ кгм}^2; J_{s2} = 0,5 \text{ кгм}^2; J_{s4} = 36 \text{ кгм}^2; J_{dv} = 0,03 \text{ кгм}^2$
- Сила сопротивления:
 $R_{\text{члп}} = 165 \text{ КН}$
 $R_{\text{уиГ}} = 4,60 \text{ КН}$
- Угол $\varphi = 45^\circ$ для силового расчёта.

Силы реакций в кинематических парах определяются для каждой группы Ассур. Разделение на группы Ассур необходимо начать с последнего (исполнительного) звена и приложить в соответствующие точки вектора известных сил.

Силы инерции звеньев приложены к центру тяжести звеньев, а вектора этих сил направлены противоположно векторам абсолютных ускорений центра тяжести звеньев.

$$P_{u4} = -m_4 \cdot a_{s4} = 85 \cdot 3,27 = 271,95 \text{ Н}$$

$$M_{u4} = -\varepsilon_4 \cdot J_{s4} = 1,12 \cdot 36 = 40,32 \text{ НМ}$$

$$P_{u5} = -m_5 \cdot a_d = 500 \cdot 3,26 = 1630 \text{ Н}$$

В точке «В» звена 4 действует сила реакции $R_{(23)4}$. Для удобства расчётов эту силу распределим на нормальную $R_{(23)4}^n$ и тангенциальную $R_{(23)4}^t$. Для определения последней составляется

уравнение равновесия моментов от всех сил по отношению к точке «D»

$$\sum M_D(P) = R'_{(23)4} \cdot BD + G_2 \cdot h_{G2} - P_{u4} \cdot h_{pu4} + M_{u4} / \mu_l = 0$$

$$R'_{(23)4} = \frac{P_{u4} \cdot h_{pu4} - M_{u4} / \mu_l - G_2 \cdot h_{G2}}{BD} = \frac{274,95 \cdot 14,15 - 40,32 / 0,012 - 85 \cdot 9,81 \cdot 83,95}{125} = -559,48 \text{ Н}$$

Результат получился отрицательный. Это означает, что в действительности вектор $\vec{R}'_{(23)4}$ направлен в противоположную сторону.

Силы реакций $R^n_{(23)4}$ и R_{05} определяются планом сил.

План сил строится на основе следующего векторного уравнения моментов:

$$\vec{R}^n_{(23)4} + \vec{R}'_{(23)4} + \vec{G}_4 + \vec{P}_{u4} + \vec{P}_\kappa + \vec{G}_5 + \vec{P}_{u5} + \vec{R}_{05} = 0$$

Для построения плана сил необходимо выбрать масштаб сил и на основе этого определить длины векторов известных сил.

$$R_{t(23)4} = 559,48 \text{ Н};$$

$$G_4 = 833,85 \text{ Н}$$

$$P_{и4} = 271,95 \text{ Н}$$

$$P_\kappa = 4600 \text{ Н}$$

$$\mu_p = \frac{P_{\max}}{P_{\max}} = \frac{G_5}{G_5} = \frac{4905}{100} = 49,05 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

$$G_5 = 4905 \text{ Н}$$

$$P_{и5} = 1630 \text{ Н}$$

Для определения длин векторов известных сил необходимо их истинные значения разделить на масштаб сил. В результате получены следующие значения:

$$\bar{R}'_{(23)4} = \frac{R'_{(23)4}}{\mu_p} = \frac{559,48}{49,05} = 11,04 \text{ мм}$$

$$\bar{G}_4 = 17 \text{ мм}; \quad \bar{P}_{u4} = 5,54 \text{ мм}; \quad \bar{P}_k = 93,78 \text{ мм}; \quad \bar{P}_{u5} = 32,23 \text{ мм}$$

С плана сил определяются истинные значения неизвестных сил:

$$R^n_{(23)4} = \bar{R}'_{(23)4} \cdot \mu_p = 66,41 \cdot 49,05 = 3257,4 \text{ Н}$$

$$R_{(23)4} = \bar{R}_{(23)4} \cdot \mu_p = 67,3 \cdot 49,05 = 3301,06 \text{ Н}$$

$$R_{05} = 5927,69 \text{ Н}$$

Для определения силы реакции между 4 и 5 звеньями строится векторное уравнение равновесия от всех сил 4-го или 5-го звена.

Для 4-го звена:

$$\bar{R}_{(23)4} + \bar{G}_4 + \bar{P}_{u4} + \bar{R}_{54} = 0$$

$$R_{(23)4} = 3301,06 \text{ Н}; \quad G_4 = 833,85 \text{ Н}; \quad P_{u4} = 271,95 \text{ Н};$$

$$\mu_p = \frac{P_{\max}}{P_{\max}} = \frac{R_{(23)4}}{\bar{R}_{(23)4}} = \frac{3301,06}{50} = 66,02 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Длины векторов известных сил, следующие:

$$\bar{G}_4 = \frac{G_4}{\mu_p} = 12,63 \text{ мм}; \quad \bar{P}_{u4} = 4,12 \text{ мм}$$

Строится план сил и определяется значение силы реакции между 4 и 5 звеньями?

$$R_{54} = \bar{R}_{54} \cdot \mu_p = 52,3 \cdot 66,02 = 3452,84 \text{ Н}$$

Определение неизвестных сил звеньев 2 и 3.

Строится следующая группа Ассур 2-го класса, состоящая из звеньев 2 и 3 и на соответствующие точки приложены вектора всех сил. В точке «В» вектор силы реакции $\bar{R}_{4(23)} = -\bar{R}_{(23)4}$, но по значению равны.

Определяются силы инерций и моменты от этих сил:

$$P_{u2} = -m_2 \cdot a_{s2} = 17 \cdot 4,86 = 82,62 \text{ H}$$

$$M_{u2} = -\varepsilon_2 \cdot J_{s2} = 6,19 \cdot 0,5 = 3,095 \text{ Hm}$$

$$P_{u3} = -m_3 \cdot a_{s3} = 21 \cdot 1,65 = 34,65 \text{ H}$$

$$M_{u3} = -\varepsilon_3 \cdot J_{s3} = 6,77 \cdot 1,2 = 8,124 \text{ Hm}$$

Для определения силы реакции R'_{12} в точке «А» составляется уравнение равновесия моментов от всех сил звена 2 по отношению к точке «В».

$$\sum M_B(P) = -R'_{12} \cdot AB + P_{u2} \cdot h_{pu2} + G_2 \cdot h_{G2} + \frac{M_{u2}}{\mu_l} = 0$$

$$R'_{12} = \frac{P_{u2} \cdot h_{pu2} + G_2 \cdot h_{G2} + \frac{M_{u2}}{\mu_l}}{AB} = \frac{82,62 \cdot 23,95 + 166,89 \cdot 15,14 + \frac{3,095}{0,012}}{38,33} = 124,22 \text{ H}$$

Для определения силы реакции R'_{03} в точке «С» составляется уравнение равновесия моментов от всех сил звена 3 по отношению к точке «В».

$$\sum M_B(P) = R'_{03} \cdot CB - P_{u3} \cdot h_{pu3} - G_3 \cdot h_{G3} + \frac{M_{u3}}{\mu_l}$$

$$R'_{03} = \frac{P_{u3} \cdot h_{pu3} + G_3 \cdot h_{G3} - \frac{M_{u3}}{\mu_l}}{CB} = \frac{34,65 \cdot 18,04 + 206,81 \cdot 11,11 - 677}{32,5} = 69,09 \text{ H}$$

Другие силы определяются с плана сил.

Векторное уравнение равновесия для данной группы Ассура выглядит следующим образом:

$$\vec{R}'_{12} + \vec{R}'_{12} + \vec{G}_2 + \vec{P}_{u2} + \vec{R}_{4(23)} + \vec{G}_3 + \vec{P}_{u3} + \vec{R}'_{03} + \vec{R}''_{03} = 0$$

По максимальному значению известных сил выбирается масштаб и определяются длины векторов.

$$\vec{R}'_{12} = \frac{R'_{12}}{\mu_p} = \frac{124,22}{33,01} = 3,76 \text{ mm}; \quad \vec{G}_2 = 5,05 \text{ mm}; \quad \vec{P}_{u2} = 2,5 \text{ mm};$$

$$\vec{G}_3 = 6,26 \text{ mm}; \quad \vec{P}_{u3} = 1 \text{ mm}; \quad \vec{R}'_{03} = 2,09 \text{ mm};$$

По полученным значениям длин векторов с плана сил определяются истинные значения неизвестных сил.

$$R_{12}^n = R_{12}^n \cdot \mu_p = 83,05 \cdot 33,01 = 2741,48 \text{ Н}$$

$$R_{12} = 2748,41 \text{ Н}; \quad R_{03}^n = 3255,1 \text{ Н}$$

Определяется уравновешивающая сила от всех сил звеньев механизма. В точке «А» кривошипа приложены вектор уравновешивающей силы $P_{ур}$ и вектор силы реакции от 2 и 3 звеньев $\vec{R}_{21} = -\vec{R}_{12}$; $\vec{P}_{ур} \perp \vec{OA}$

Уравновешивающая сила определяется из уравнения момента от сил на звене 1.

$$\sum M_P(O) = P_{ур} \cdot \vec{OA} + R_{(23)1} \cdot h_{R_{(23)1}}$$

$$P_{ур} = -\frac{h_{R_{21}}}{OA} \cdot R_{21} = -\frac{12,14}{13,65} \cdot 2748,41 = -2444,37 \text{ Н}$$

Сила реакции R_{OA} определяется с плана сил.

Векторное уравнение равновесия выглядит следующим образом:

$$\vec{P}_{ур} + \vec{R}_{21} + \vec{R}_{01} = 0$$

$$P_{ур} = 2444,37 \text{ Н}; \quad R_{21} = 2748,41 \text{ Н}$$

$$\mu_p = \frac{R_{21}}{R_{21}} = \frac{2748,41}{50} = 54,96 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

$$\vec{P}_{муг} = \frac{P_{муг}}{\mu_l} = \frac{2444,37}{54,96} = 44,47 \text{ мм}$$

Определение уравновешивающей силы при помощи жёсткого рычага Н.Е. Жуковского

Для этого строится план скоростей для 1-го положения механизма и в соответствующие точки прикладываются вектора от всех внешних сил (силы реакций в этом случае не учитываются). (Рис.1). Уравновешивающая сила определяется из уравнения равновесия моментов от всех сил по отношению к полюсу скоростей.

$$\sum M_p(P) = P_{np} \cdot pa - G_2 \cdot h_{G2} - P_{u2} \cdot h_{pu2} - G_3 \cdot h_{G3} - P_{u3} \cdot h_{pu3} - G_4 \cdot h_{G4} - P_{u4} \cdot h_{pu4} + pd(P_\kappa - P_{u5}) = 0$$

$$P_{np} = \frac{G_2 \cdot h_{G2} + P_{u2} \cdot h_{pu2} + G_3 \cdot h_{G3} + P_{u3} \cdot h_{pu3} + G_4 \cdot h_{G4} + P_{u4} \cdot h_{pu4} - pd(P_\kappa - P_{u5})}{pa} = 2407,95 \text{ H}$$

Относительная ошибка

$$\Delta = \frac{P_{myb} - P_{mye}}{P_{mye}} \cdot 100\% = \frac{2444,37 - 2407,95}{2444,37} \cdot 100\% = 1,48\%$$

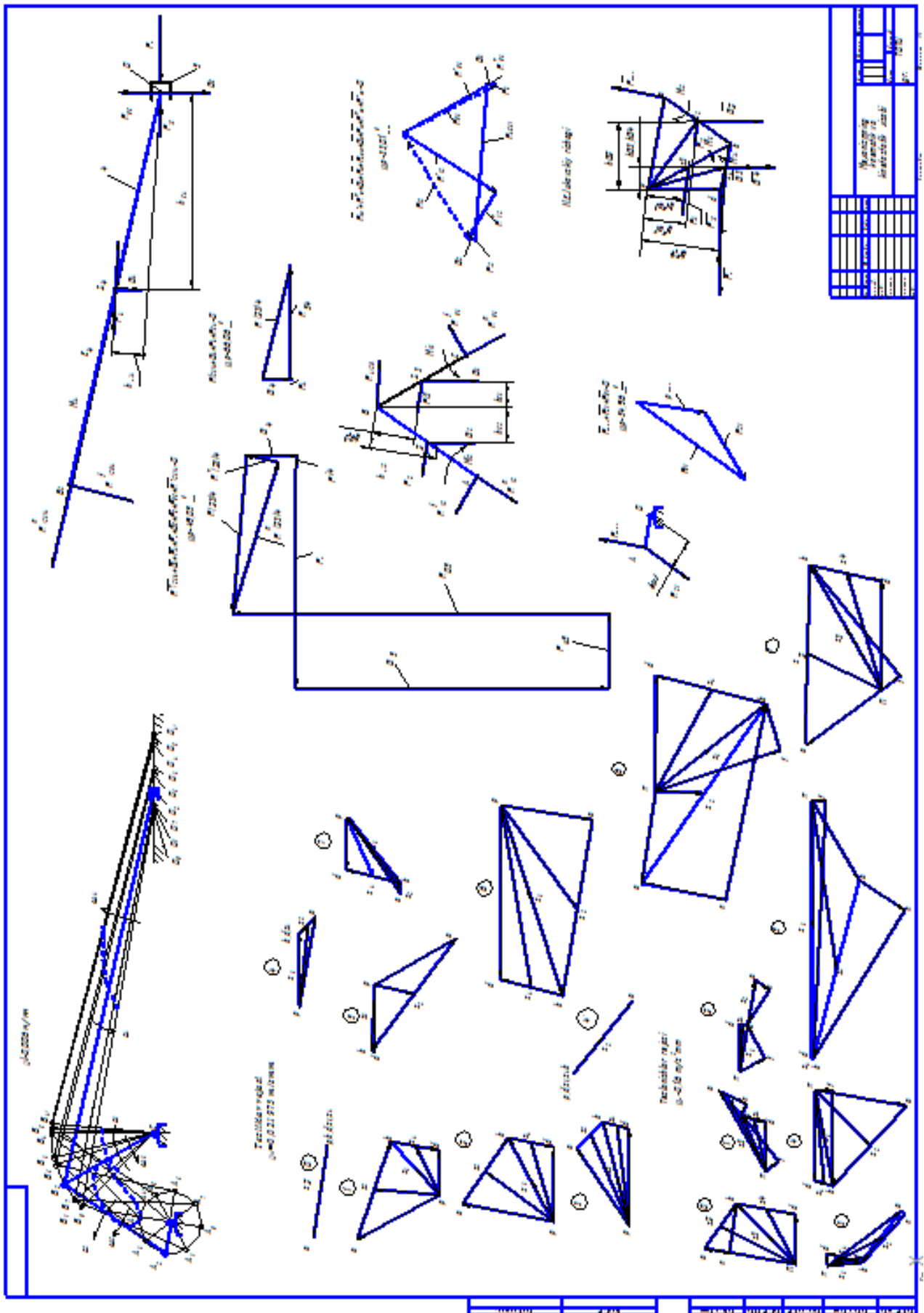


Рис.1

Проектирование кулачкового механизма

Для проектирования даны следующие параметры:

1. Длина коромысла $l_k = 105 \text{ mm}$
2. Максимальный угол отклонения коромысла $\beta = 25^\circ$
3. Фазовые углы
4. Фазы подъёма и опускания $\varphi_n = \varphi_o = 70^\circ$
5. Угол дальнего стояния $\varphi_{dc} = 100$
6. Угол давления $\alpha_{раз} = 45^\circ$

Закон изменения движения толкателя дан в виде графика.

Фазовые углы кулачка распределены следующим образом:

$$\Phi = \varphi_{bc} + \varphi_{раб}; \quad \varphi_{раб} = \varphi_n + \varphi_{dc} + \varphi_{он} = 70^\circ + 10^\circ + 70^\circ = 150^\circ$$

$$\varphi_{bc} = \Phi - \varphi_{раб} = 360^\circ - 150^\circ = 210^\circ$$

Масштаб рабочей фазы кулачка:

$$\text{- в градусах: } \mu_{\varphi^0} = \frac{\varphi_{раб}}{\varphi_{раб}} = \frac{150^\circ}{150} = 1 \frac{гр}{мм}$$

$$\text{- в радианах: } \mu_{\varphi} = \mu_{\varphi^0} \cdot \frac{\pi}{180} = 0,0174 \frac{рад}{мм};$$

Строится график аналога ускорений $\frac{d^2\beta}{d\varphi^2} = \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}(\varphi)$. Максимальная

амплитуда по оси ординат равна 70 мм. По оси абсцисс отложены чертёжные значения фазы рабочего угла, т.е.

$\bar{\varphi}_n = 70\text{мм}$; $\bar{\varphi}_{dc} = 10\text{мм}$; $\bar{\varphi}_{он} = 70\text{мм}$. Из полученной диаграммы аналога

ускорений путём графического интегрирования получен график

аналога скоростей $\frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{d\beta}{d\varphi}(\varphi)$. Расстояние $OH_2 = 25 \text{ мм}$ выбрано

произвольно.

Ещё раз проинтегрировав диаграмму аналога скоростей, получен

график движения толкателя $\beta = \beta(\varphi)$. Для того, чтобы значения

ординат графиков аналога скорости и движения толкателя

получились в одинаковом масштабе, расстояние OH_1 определяется путём вычислений:

$$H_1 = \frac{1}{\mu_\varphi} = \frac{1}{0,0174} = 57,3 \text{ мм}$$

Масштаб движения коромысла:

- в градусах: $\mu_{\beta^0} = \frac{\beta_{max}}{\beta_{max}} = \frac{25^0}{30,26} = 0,82617 \frac{cp}{мм}$;

- в радианах: $\mu_\beta = \mu_{\beta^0} \frac{\pi}{180} = 0,82617 \cdot \frac{3,14}{180} = 0,0144 \frac{рад}{мм}$

Масштаб линейного пути наконечника толкателя:

$$\mu_s = \mu_\beta \cdot l_k = 0,0144 \cdot 105 = 1,513 \frac{мм}{мм}$$

Масштаб аналога угловой скорости коромысла:

$$\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} = \frac{\mu_\beta}{H_1 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,0144}{57,3 \cdot 0,0174} = 0,0144 \frac{мм}{мм}$$

Масштаб аналога линейного пути движения наконечника толкателя:

$$\mu_{\frac{ds}{d\varphi}} = \mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} \cdot l_k = 1,513 \frac{мм}{мм}$$

Масштаб аналога углового ускорения коромысла:

$$\mu_{\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}}}{H_2 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,0144}{25 \cdot 0,0174} = 0,033 \frac{мм}{мм}$$

Масштаб аналога тангенциального ускорения наконечника толкателя:

$$\mu_{\frac{d^2s}{d\varphi^2}} = \mu_{\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}} \cdot l_k = 3,475 \frac{мм}{мм}$$

Определение минимального радиуса кулачка.

Для определения минимального радиуса кулачка строится номограмма $\beta = \beta\left(\frac{d\beta}{d\varphi}\right)$ путём исключения параметра φ с диаграмм

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

Вычисляется чертёжное значение длины коромысла

$$\bar{l}_k = \frac{l_k}{\mu_s} = \frac{105}{1,513} = 69,39 \text{ mm},$$
 этим отрезком проводится дуга O_1B , затем с

точки O_1 проводится угол $\beta = 25^\circ$ и этим градусом ограничивается дуга. Для определения на отрезке дуги значений ординат с графика $\beta = \beta(\varphi)$, проводится произвольный отрезок $O_1D = 130$ мм и с конечной точки проводится перпендикуляр до пересечения с линией, проведённой под углом 25° . Пересечение двух линий отмечается точкой K . На перпендикуляре отложим отрезки DK_1, DK_2, DK_3 и т.д., соответствующие тангенсам углов качания коромысла $\text{tg}\beta_i$ и определяемые по диаграмме $\beta = \beta(\varphi)$. Рис.2

$$DK_i = O_1D \text{tg}\beta_i; \quad \beta_i = \bar{\beta}_i \cdot \mu_\beta$$

Соединив полученные точки с точкой O_1 , на пересечении с дугой получим истинные точки ординат с графика $\beta = \beta(\varphi)$. С полученных точек отложены значения ординат с диаграммы $\frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{d\beta}{d\varphi}(\varphi)$.

Соединив полученные точки плавной кривой, получится номограмма $\beta = \beta\left(\frac{d\beta}{d\varphi}\right)$. С левой и правой сторон кривой проводятся

касательные под углом $\gamma_{\min} = 90^\circ - \alpha_{\max} = 90^\circ - 45^\circ = 45^\circ$, отмечается точка пересечения и на 3-4 мм ниже этой точки отмечается ось минимального радиуса кулачка. Значение этого радиуса на чертеже равно $\bar{r}_{\min} = 56,22 \text{ mm}$. Значение радиуса ролика на наконечнике коромысла равно $\bar{\rho} = 0,25\bar{r}_{\min} = 0,25 \cdot 56,22 = 14 \text{ mm}$.

Литература

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. - М.:Наука, 1988.
2. Артоболовский И.И. Сборник задач по теории механизмов и машин. - М.:Наука, 1975.
3. Кореняко А.В. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. - М.Наука,
4. Фролов К.В и др. Теория механизмов и машин. - Москва: Высшая школа,1987.
5. Усмонходжаев Х.Х. «Механизм ва машиналар назарияси». – Т.: Ўқитувчи, 1981. (кирил)
6. Зокиров Г.Ш. Машина ва механизмлар назарияси. Техника олий ўқув юртлари талабалари учун дарслик. ЎзР ОЎМТВ томонидан тавсия қилинган. –Т.: 2002. (кирил)
7. Иззатов З.Х. "ММН курсавий лойиҳалаш". Т.: Ўқитувчи, 1979. (кирил)
8. Қодиров Р.Х. Машина ва механизмлар назариясидан курсавий лойиҳалаш. Т.:Ўқитувчи, 1990. (кирил)
9. Джураев А. ва б. «Механизм ва машиналар назарияси». –Т.: Ўқитувчи, 2004. (кирил)
10. N.Z. Zaynutdinov, Karimov R.I., A.T. Turapov, R.A. Shoumarov. “Mexanizm va mashinalar nazariyasi” fanidan bakalavriat ta’lim yo’nalishlari talabalariga laboratoriya ishlarini bashrish uchun. Uslubiy ko’rsatma. Toshkent, Tosh.DTU, 2010, (лотин)
11. Karimov R.I., Saliyev A. Mexanizm va mashinalar nazariyasi fanidan Oquv qollanma. T. ToshDTU, 2006 (лотин)
12. Рустамхўжаев Г.П. Механизм ва машиналар назариясидан масала ҳамда мисоллар тўплами. Т.: Ўқитувчи, 1987, 248 б. (кирил)

Содержание

Объем, содержание и порядок выполнения курсовой работы по теории механизмов и машин.....	4
Указания по оформлению курсовой работы.....	8
Защита курсовой работы.....	9
Пример выполнения курсовой работы.....	10
Литература.....	31

Редактор Покач-алова Н.С.

