

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ №1

Структурный анализ и классификация шарнирно-рычажного механизма

В состав расчетно-графической работы входит, один лист графических построений (чертежей) формата А1 ГОСТ 23 01-68 и расчетно-пояснительная записка.

(выполняется в пояснительной записке)

1. Построить структурную схему механизма.
2. Определить степень подвижности механизма.
3. Расчленить механизм на структурные группы Ассура и определить их класс, порядок и модификацию (Вид).
4. Написать структурную форму строения механизма.

Кинематическое исследование шарнирно-рычажного механизма

1. Построить кинематическую схему механизма в масштабе в 12 положениях (методом засечек). За начальное (нулевое) принять положение, в котором исполнительное (рабочее) звено находится в начале рабочего хода, т. е. в самом крайнем положении.

2. Построить планы скоростей для всех 12 положений механизма.

3. Построить планы ускорений для положений, указанных руководителем курсового проекта.

4. Определить величину угловых скоростей и ускорений для всех звеньев механизма. Указать направление угловых скоростей и ускорений звеньев для тех положений механизма, для которых строится планы ускорений.

5. Значения величин линейных и угловых скоростей и ускорений представить в таблице (в записке).

6. Построить график (диаграмму) перемещений $S = f(t)$ точки или $\varphi = f(t)$ исполнительного звена за цикл движения механизма. Необходимо помнить, что ось абсцисс делится на части, пропорциональные углам поворота ведущего звена.

7. Методом графического дифференцирования построить диаграммы $V=f(t)$ и $a = f(t)$ скорости и ускорения точки, используя график $S = f(t)$, или угловые скорости и ускорения исполнительного звена $\omega = f(t)$ и $\varepsilon = f(t)$, используя график $\varphi = f(t)$.

8. Сравнить скорости и ускорения, полученные с помощью диаграммой планов скоростей и ускорений, приняв за эталон величины скоростей и ускорений, полученные при помощи метода планов скоростей и ускорений. Ошибка не должна превышать 5%.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

К ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНОГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ №2

Кинестатическое исследование шарнирно-рычажного механизма

В состав расчетно-графической работы входит, один лист графических построений (чертежей) формата А1 ГОСТ 23 01-68 и расчетно-пояснительная записка.

(выполняется в пояснительной записке)

1. Вычертить механизм в двух положениях (для которых строились планы ускорений), указанных руководителем проекта.
2. Построить для этих положений планы скоростей и ускорений.

3. Определить силы P_n и моменты сил инерции $M_{ин}$ звеньев в данных положениях и нанести силы и моменты сил инерции на схему механизма.
4. Заменить P_n и $M_{ин}$ одной результирующей силой инерции, приложенной в центре качания.
5. Рассчитать давление во всех кинематических парах и уравновешивающую силу для данных положений механизма.
6. С помощью "жесткого рычага" Н. Е. Жуковского определить уравновешивающую силу P_y .
7. Сравнить величины P_y , полученные при силовом расчете и по методу "жесткого рычага", приняв последний за эталон. Ошибка не должна превышать 5%.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

К ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНОГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ №3

Определение момента инерции маховика

В состав расчетно-графической работы входит, один лист графических построений (чертежей) формата А1 ГОСТ 23 01-68 и расчетно-пояснительная записка.

(выполняется в пояснительной записке)

1. Построить диаграмму приведенных моментов заданных сил (моментов) для периода установившегося движения механизма, предварительно определив величину этих моментов.

2. Методом графического интегрирования построить диаграмму работ заданных сил (моментов).

3. Построить диаграмму работ движущих сил (для рабочей машины) или сил сопротивления (для двигателя), приняв, что приведенный момент движущих сил (сил сопротивления) является величиной постоянной.

Методом графического дифференцирования построить диаграмму приведенных моментов движущих сил (сил сопротивления).

4. Построить диаграмму изменения приращения кинетической энергии машины.

$$\Delta E = A_{\text{дв.}} - A_{\text{п.с.}}$$

5. Определить приведенный момент инерции масс звеньев механизма и построить диаграмму в функции угла поворота ведущего звена.

6. Определить момент инерции маховика методами Н. И. Мерцалова Ф. Виттенбауэра, выполнив необходимые графические построения.

7. Начертить эскиз маховика, указав его размеры.

Оформление расчетно-пояснительной записки

Объяснительную записку оформляют на листах форматом А4. Страницы должны быть пронумерованы. В записке следует кратко и четко изложить все этапы выполнения проекта, обосновав выбор тех или иных методов синтеза и анализа заданных механизмов, а также провести расчет параметров механизмов и определение всех величин, необходимых для требуемых построений.

При определении расчетных величин рекомендуется придерживаться следующей системы записи. Сначала записывают формулу, по которой производят расчет. Затем приводят числовые значения величин, входящих в формулу, с указанием их размерности. После этого числовые значения подставляют в формулу, и конечный результат выражают в соответствующих единицах измерения. Промежуточные вычисления следует опускать. Если вычисления повторяются для нескольких положений механизма или нескольких

значений аргумента, то их следует давать в виде таблицы значений величин, входящих в формулу. Все конечные величины сводят в таблицы.

Все вычисления нужно выполнять с точностью до второго знака после запятой. Степень точности расчетов должна быть равна степени точности исходных данных.

Объяснение построений необходимо сопровождать эскизами, а также указанием на листе, где эти построения выполнены.

Примечания

1. Графики движения строить для точек исполнительного (последнего) звена.

2. Силы полезного сопротивления действуют только в противоположную сторону скорости направления ползуна.

$P_{n.c.} = 5 \sum G_i$ - сила полезного сопротивления

где G_i – вес звена.

3. Моменты полезного сопротивления действуют в направлении обратном угловой скорости исполнительного звена.

4. Центры тяжести звеньев механизмов брать посередине, а в жестком треугольном звене - на пересечении медиан.

5. Масса звена определяется по формуле

$$m = 10l$$

где m - масса, кг; l - длина звена, м.

6. Момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс, определить по формуле

$$J_s = 0.1ml^2$$

7. Массу поршня принять

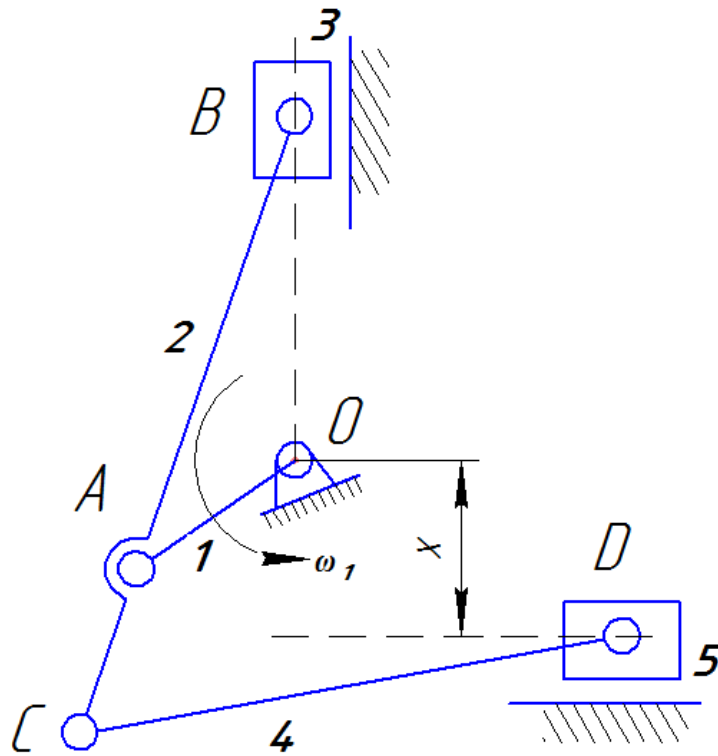
$$m_n = 2 m_{ш}$$

где $m_{ш}$ - масса шатуна.

Варианты заданий курсового проекта

Задание 1

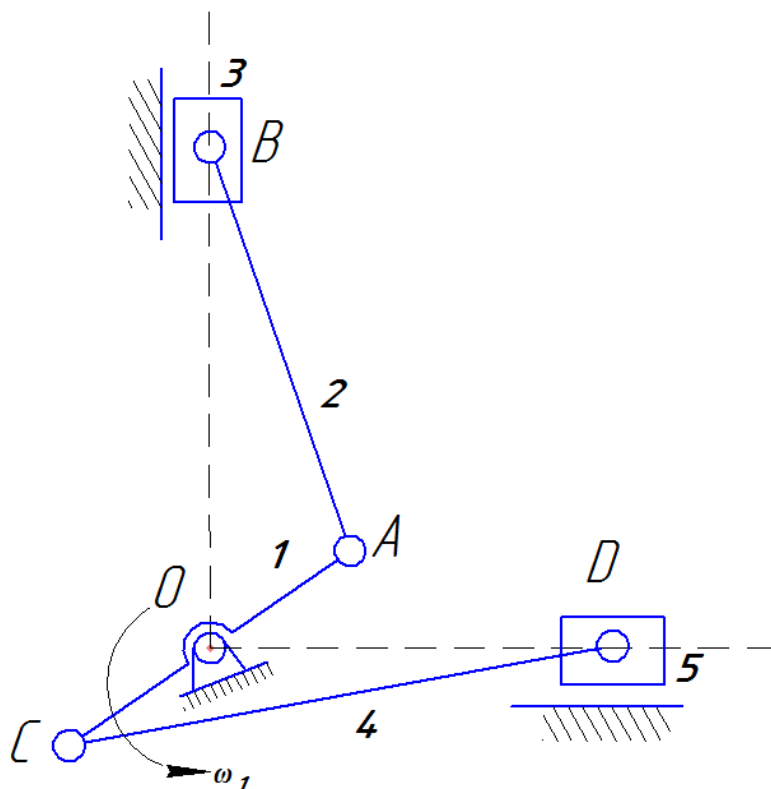
Механизм заклёпочного прессы



№	Длины звеньев, [м]					Число оборотов ведущего звена, [об/мин]
	L_{OA}	L_{AB}	L_{AC}	L_{CD}	x	n_1
1	0.1	0.5	0.3	0.5	0.1	120
2	0.15	0.6	0.4	0.5	0.2	200
3	0.2	0.7	0.5	0.6	0.3	210
4	0.3	0.9	0.7	0.8	0.4	260

Задание 2

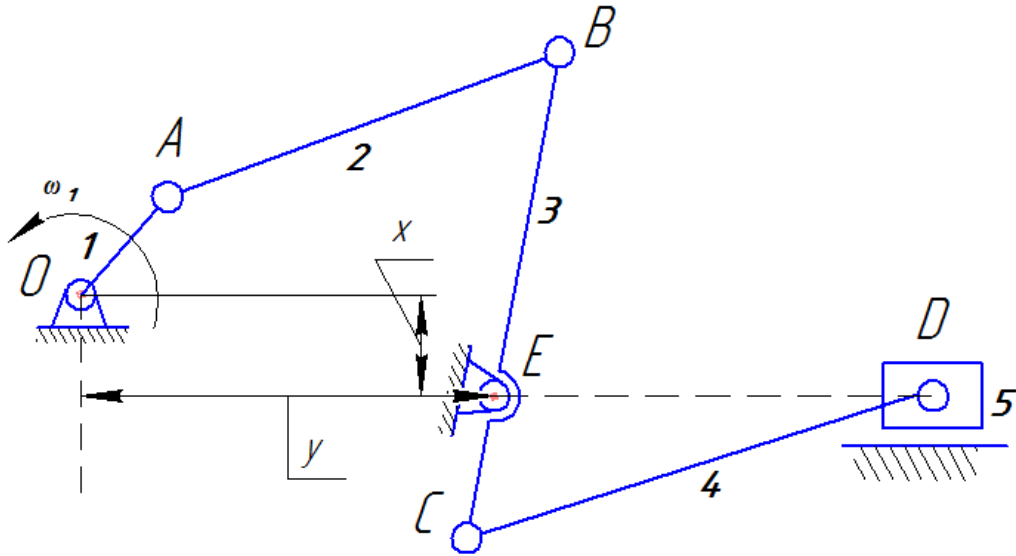
Механизм обрезающего станка



№	Длины звеньев, [м]			Число оборотов ведущего звена, [об/мин]
	$L_{OA}=L_{OC}$	L_{AB}	L_{CD}	
1	0.1	0.44	0.46	120
2	0.12	0.46	0.5	200
3	0.13	0.52	0.52	210
4	0.4	0.56	0.58	260

Задание 3

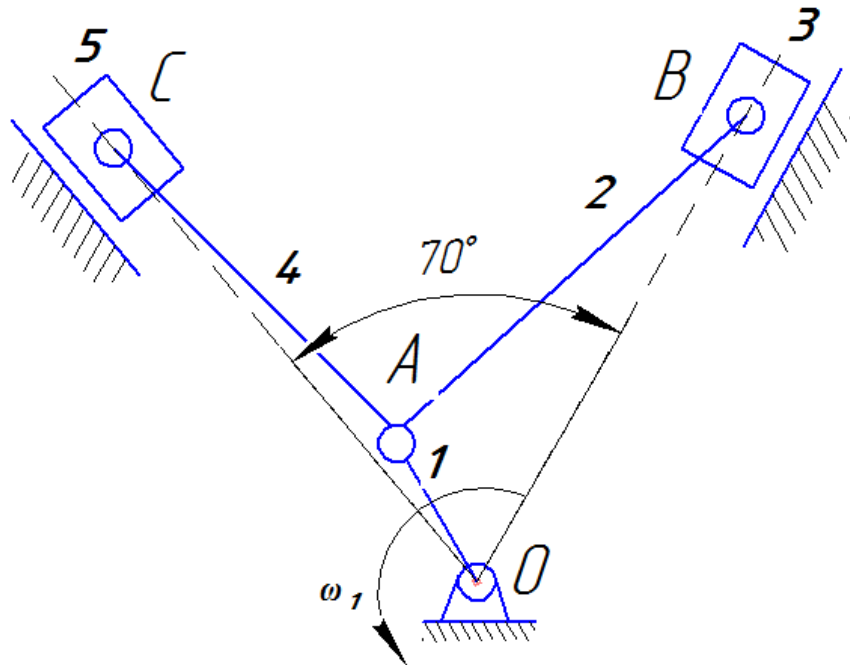
Механизм качающегося конвейера



№	Длины звеньев, [м]							Число оборотов ведущего звена, [об/мин]
	L_{OA}	L_{AB}	L_{BE}	L_{CE}	L_{CD}	x	y	n_1
1	0.3	0.6	0.5	0.3	0.6	0.2	0.6	120
2	0.2	0.5	0.4	0.3	0.4	0.2	0.5	200
3	0.25	0.5	0.4	0.2	0.5	0.1	0.5	210
4	0.1	0.3	0.25	0.15	0.2	0.1	0.3	260

Задание 4

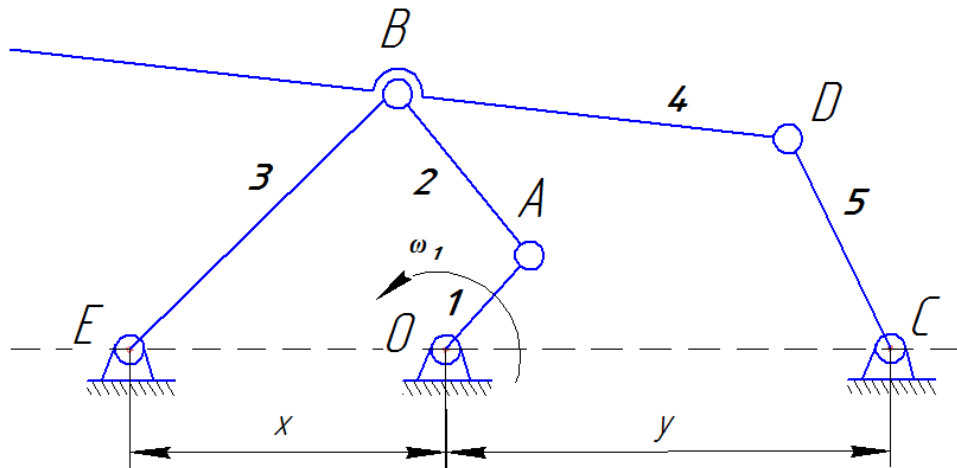
Механизм дизель-воздуходувной установки



№	Длины звеньев, [м]		Число оборотов ведущего звена, [об/мин]
	L_{OA}	$L_{AB}=L_{CD}$	n_1
1	0.1	0.33	120
2	0.12	0.4	200
3	0.13	0.35	210
4	0.2	0.56	260

Задание 5

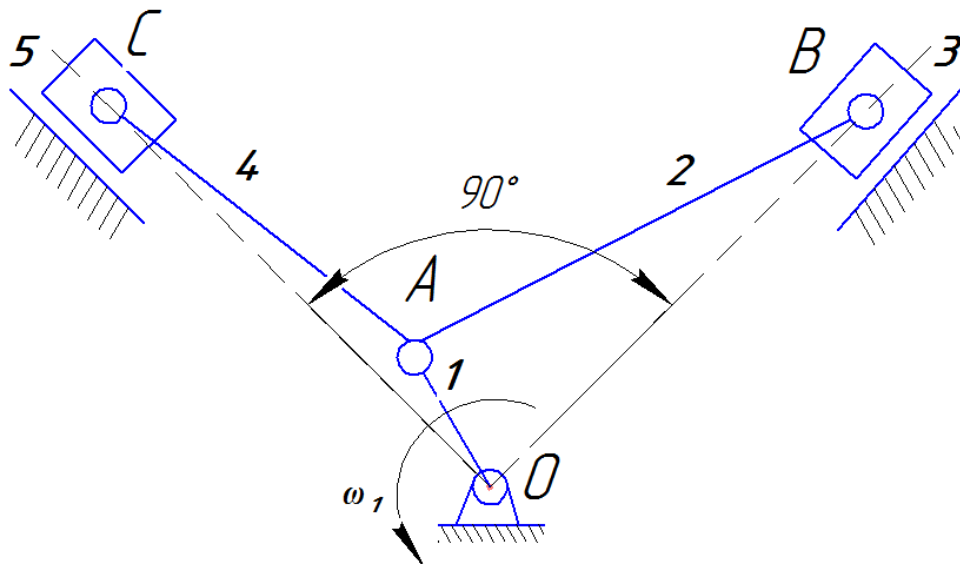
Механизм глубинного насоса



№	Длины звеньев, [м]							Число оборотов ведущего звена, [об/мин]
	L_{OA}	L_{AB}	L_{BE}	L_{BD}	L_{CD}	x	y	n_1
1	0.1	0.3	0.3	0.4	0.3	0.2	0.4	120
2	0.2	0.5	0.6	0.7	0.6	0.3	0.7	200
3	0.15	0.4	0.5	0.6	0.5	0.2	0.6	210
4	0.3	0.6	0.7	0.7	0.7	0.4	0.8	260

Задание 6

Механизм V-образного дизеля



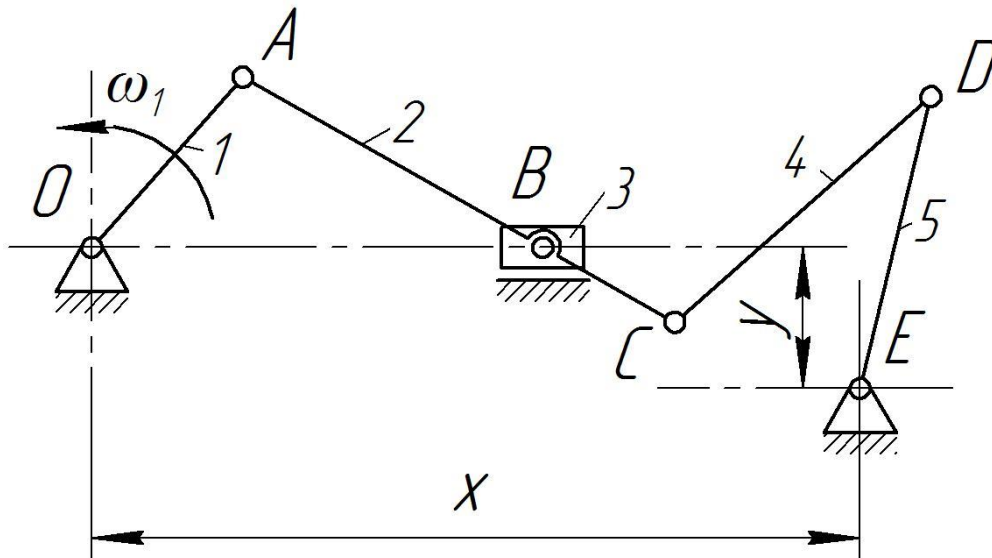
№	Длины звеньев, [м]		Число оборотов ведущего звена, [об/мин]
	L_{OA}	$L_{AB}=L_{CD}$	n_1
1	0.1	0.33	120
2	0.12	0.4	200
3	0.13	0.35	210
4	0.2	0.56	260

**Расчетно-пояснительная записка по
расчетно-графической работе №1
«Теория механизмов и машин»
на тему: «Структурный анализ и
классификация
шарнирно-рычажного механизма»**

Задание ____ Вариант ____

Пример выполнения

Кинематическая схема механизма.



Исходные данные

Размеры в метрах							n_1
L_{OA}	L_{AB}	L_{BC}	L_{CD}	L_{DE}	Y	X	об/м
0,1	0,3	0,1	0,3	0,2	0,1	0,7	240

Структурное исследование механизма

Определяем число степеней подвижности по формуле

Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4$$

где n - число звеньев

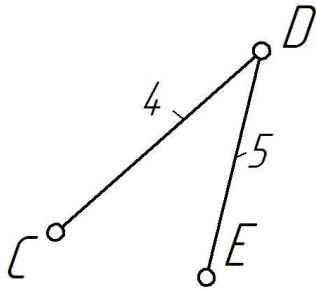
p_5 - число кинематических пар 5 класса

p_4 - число кинематических пар 4 класса

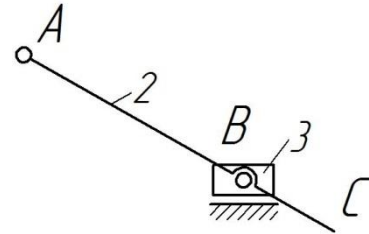
Так как данный механизм плоский и все механические пары 5 класса, то

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

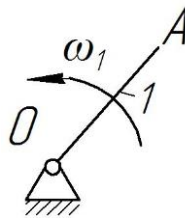
Выделим группы Ассура (группы, степень подвижности которых равна нулю)



II класс, 2 порядок,
1 модификация



II класс, 2 порядок,
2 модификация



механизм I класса

Записываем структурную формулу механизма

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

Следовательно, механизм II класса

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

Масштаб построения механизма

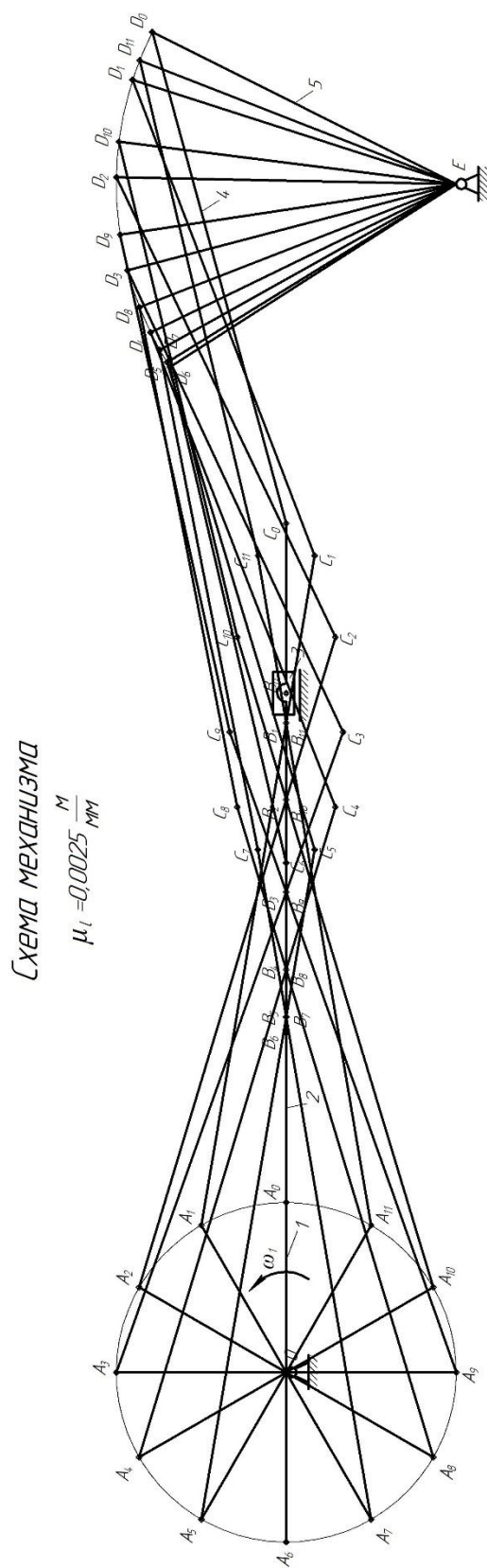
$$\mu_l = 0.0025 \text{ м/мм}$$

С учетом принятого масштаба:

$$\begin{aligned} L_{OA} &= 40 \text{ мм} & L_{BC} &= 40 \text{ мм} & L_{DE} &= 80 \text{ мм} & y &= 40 \text{ мм} \\ L_{AB} &= 120 \text{ мм} & L_{CD} &= 120 \text{ мм} & X &= 280 \text{ мм} \end{aligned}$$

В принятом масштабе вычерчиваем схему механизма. Для построения 12 положений звеньев механизма разделим траекторию, описываемую точкой A кривошипа OA, на 12 равных частей. За

нулевое принимаем то положение кривошипа OA , при котором точка D кулисы DE , занимает крайнее положение.



Построение планов скоростей

II положение

Определяем угловую скорость звена 1

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 240}{30} = 25,12 \text{ рад/с}$$

Определяем скорость точки А кривошипа:

$$V_A = \omega_1 \cdot L_{OA} = 25,12 \cdot 0,1 = 2,51 \text{ м/с}$$

Определяем масштаб плана скоростей

$$\mu_v = \frac{V_A}{50} = \frac{2,51}{50} = 0,05 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

Определяем скорость точки В

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \\ \vec{V}_B = \vec{V}_{cm} + \vec{V}_{Bcm} \end{cases}$$

где V_{BA} – вектор скорости точки В в её вращательном движении относительно точки А, направлен перпендикулярно звену АВ;

V_A – вектор скорости точки А, направлен перпендикулярно звену ОА;

$V_{cm} = 0$ – скорость опоры стойки

V_{Bcm} – вектор скорости точки В в её поступательном движении относительно опоры стойки.

Для определения численных значений скоростей необходимо измерить длину вектора на плане скоростей и умножить на масштаб плана скоростей

$$V_{BA} = ab \cdot \mu_v = 44 \cdot 0,05 = 2,21 \text{ м/с}$$

$$V_B = P_v b \cdot \mu_v = 32 \cdot 0,05 = 1,61 \text{ м/с}$$

Для нахождения скорости точки С составляем пропорцию:

$$\frac{L_{AB}}{L_{BC}} = \frac{ab}{bc} \Rightarrow bc = \frac{L_{BC} \cdot ab}{L_{AB}} = \frac{40 \cdot 44}{120} = 15$$

$$V_C = P_V c \cdot \mu_V = 38 \cdot 0,05 = 1,91 \text{ м/с}$$

Определяем скорость точки D

$$\begin{cases} \vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{DC} \\ \vec{V}_D = \vec{V}_E + \vec{V}_{DE} \end{cases}$$

где V_{DC} – вектор скорости точки D в её вращательном движении относительно точки C , направлен перпендикулярно звену DC ;

$V_E=0$ скорость точки E ;

V_{DE} – вектор скорости точки D в её вращательном движении относительно точки E , направлен перпендикулярно звену DE ;

$\vec{V}_E = 0$ - скорость точки E

$$V_{DC} = dc \cdot \mu_V = 32 \cdot 0,05 = 1,61 \text{ м/с}$$

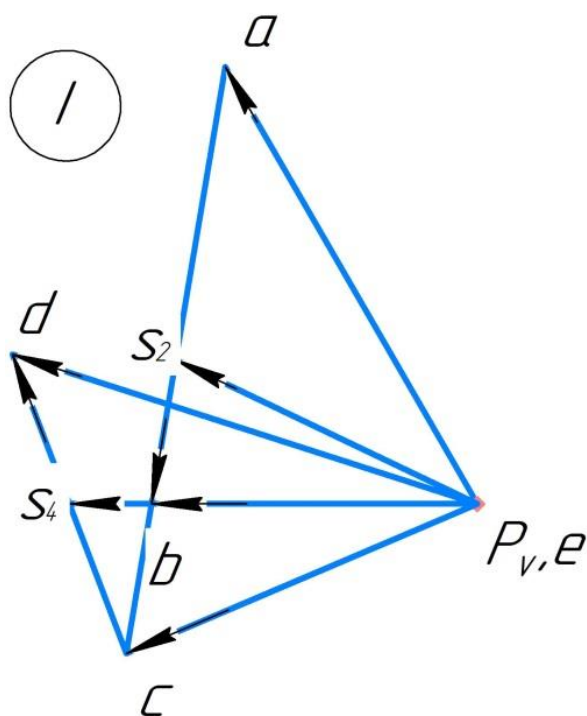
$$V_D = P_V d \cdot \mu_V = 49 \cdot 0,05 = 2,46 \text{ м/с}$$

Определяем угловые скорости звеньев механизма

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{L_{AB}} = \frac{2,21}{0,3} = 7,37 \text{ рад/с}$$

$$\omega_4 = \frac{V_{DC}}{L_{CD}} = \frac{1,61}{0,3} = 5,36 \text{ рад/с}$$

$$\omega_5 = \frac{V_D}{L_{DE}} = \frac{2,46}{0,2} = 12,3 \text{ рад/с}$$



По аналогичному алгоритму построим все планы скоростей и найдем значения линейных и угловых скоростей, и занесем их в таблицу 1.

**Значения скоростей точек механизма в м/с и
угловых скоростей его звеньев в рад/с**

	0	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
V_A	2,51											
V_B	0	1,6	2,55	2,5	1,8	0,9	0	0,9	1,8	2,5	2,55	1,6
V_{BA}	2,5	2,2	1,3	0	1,3	2,2	2,5	2,2	1,3	0	1,3	2,2
V_C	0,85	1,9	2,7	2,5	1,7	1,05	0,85	1,05	1,7	2,5	2,7	1,9
V_{DC}	1	1,6	0,55	0,65	1,1	1,05	0,75	0,3	0,2	0,4	0,1	0,06
V_D	0,3	2,45	2,9	2,3	1,4	0,55	0,2	0,95	1,75	2,45	2,65	1,85
ω_2	8,33	7,33	4,33	0	4,33	7,33	8,33	7,33	4,33	0	4,33	7,33
ω_4	3,33	5,33	1,83	2,17	3,67	3,5	2,5	1	0,67	1,33	0,33	0,2
ω_5	1,5	12,3	14,5	11,5	7	2,75	1	4,75	8,75	12,3	13,3	9,25
V_{S_2}	0,8	1,65	2,45	2,5	1,95	1,25	0,8	1,25	1,75	2,5	1,45	1,65
V_{S_4}	0,4	2	2,8	2,4	1,45	0,65	0,5	1	1,95	2,45	2,7	1,85

Построение планов ускорений

II положение

Определяем ускорение точки A кривошипа:

$$a_A = \sqrt{(a_A^n)^2 + (a_A^\tau)^2}$$

Так как $\omega_1 = const \Rightarrow \xi_1 = \frac{d\omega}{dt} = 0$; $a_A^\tau = 0$, тогда

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot L_{OA} = 25,12^2 \cdot 0,1 = 63,1 \text{ м/с}^2$$

Определяем масштаб плана ускорений

$$\mu_a = \frac{a_A}{126} = \frac{63,10}{126} = 0,50 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$$

Определяем ускорение точки B

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{cm} + \vec{a}_{Bcm} \end{cases}$$

a_A – вектор ускорения точки A , направлен по звену OA , от точки A в сторону точки O ;

a_{BA}^n – вектор нормального ускорения точки B , в её вращательном движении относительно точки A , направлен по звену AB , от точки B в сторону точки A ;

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot L_{AB} = 3,03 \text{ м/с}^2$$

a_{BA}^τ – вектор касательного ускорения точки B , в её вращательном движении относительно точки A , направлен перпендикулярно звену AB ;

$a_{ct} = 0$ – ускорение опоры стойки

a_{Bct} – вектор ускорения точки B в её поступательном движении относительно опоры стойки.

Для определения численных значений ускорений необходимо замерить длину вектора на плане ускорений и умножить на масштаб плана ускорений

$$a_{BA}^{\tau} = \vec{a}_{BA} \cdot \mu_a = 58 \cdot 0,50 = 29 \text{ м/с}^2$$

$$a_B = P_a b \cdot \mu_a = 130 \cdot 0,50 = 65,1 \text{ м/с}^2$$

Для нахождения ускорения точки C составляем пропорцию:

$$\frac{L_{AB}}{L_{BC}} = \frac{ab}{bc} \Rightarrow bc = \frac{L_{BC} \cdot ab}{L_{AB}} = \frac{40 \cdot 66}{120} = 22 \text{ мм}$$

$$a_C = P_a c \cdot \mu_a = 140 \cdot 0,50 = 70,1 \text{ м/с}^2$$

Определяем ускорение точки D

$$\begin{cases} \vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}_{DC}^n + \vec{a}_{DC}^{\tau} \\ \vec{a}_D = \vec{a}_E + \vec{a}_{DE}^n + \vec{a}_{DE}^{\tau} \end{cases}$$

a_{DC}^n - вектор нормального ускорения точки D , в её вращательном движении относительно точки C , направлен по звену CD , от точки D в сторону точки C ;

$$a_{DC}^n = \omega_4^2 \cdot L_{CD} = 5,33^2 \cdot 0,3 = 8,53 \text{ м/с}^2$$

a_{DC}^{τ} - вектор касательного ускорения точки D , в её вращательном движении относительно точки C , направлен перпендикулярно звену DC ;

$$\vec{a}_E = 0 - \text{ускорение точки } E$$

a_{DE}^n – вектор нормального ускорения точки D , в её вращательном движении относительно точки E , направлен по звену DE , от точки D в сторону точки E ;

$$a_{DE}^n = \omega_5^2 \cdot L_{DE} = 12,3^2 \cdot 0,2 = 30 \text{ м/с}^2$$

a_{DE}^τ - вектор касательного ускорения точки D , в её вращательном движении относительно точки E , направлен перпендикулярно звену DE ;

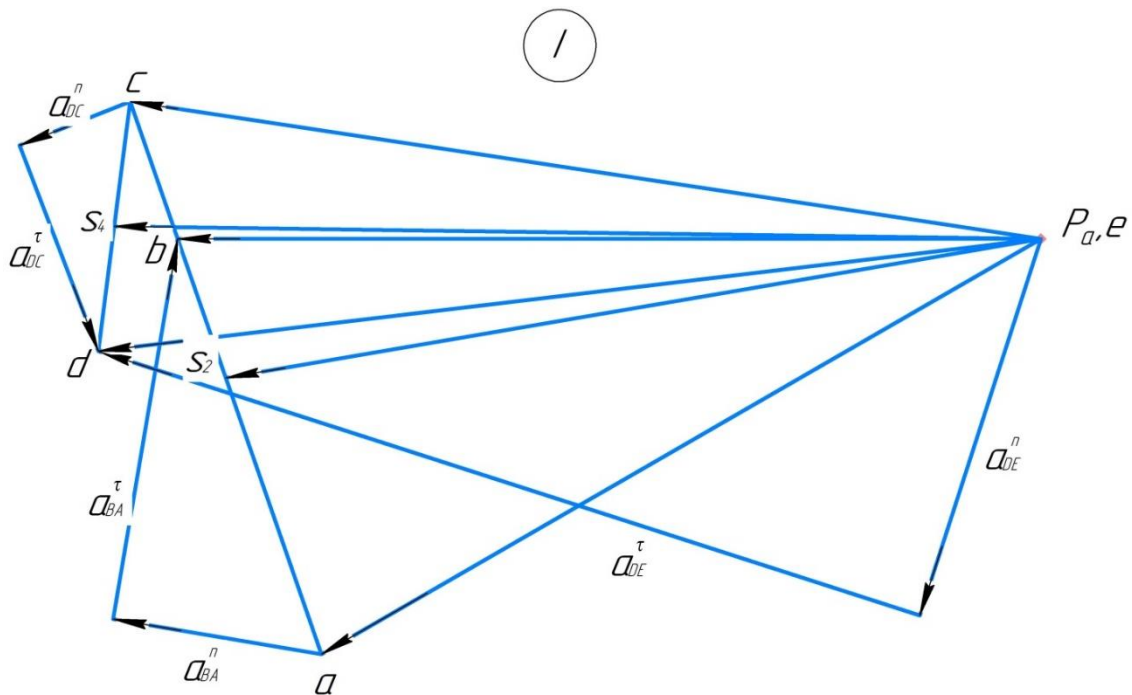
$$a_{DC}^\tau = a_{DC}^{\vec{\tau}} \cdot \mu_a = 34 \cdot 0,50 = 17 \text{ м/с}^2$$

$$a_{DE}^\tau = a_{DE}^{\vec{\tau}} \cdot \mu_a = 130 \cdot 0,50 = 65,1 \text{ м/с}^2$$

$$a_D = P_a d \cdot \mu_a = 144 \cdot 0,50 = 72,1 \text{ м/с}^2$$

Определяем угловые ускорения звеньев механизма

По аналогичному алгоритму построим все планы ускорений и найдем значения линейных и угловых скоростей, и занесем их в таблицу 2.



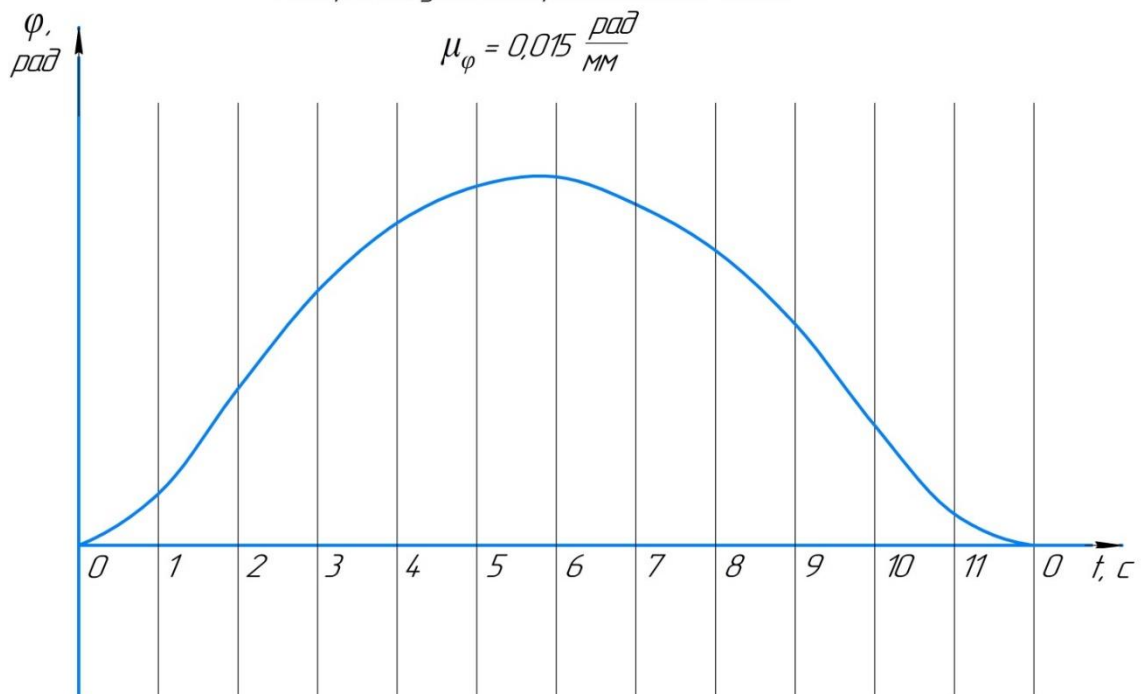
**Значения ускорений точек механизма в m/c^2 и
угловых ускорений его звеньев в rad/c^2**

	a_A	a_B	a_{BA}^n	a_{BA}^τ	a_C	a_D	a_{DC}^n	a_{DC}^τ	a_{DE}^n	a_{DE}^τ	aS_2	aS_3	aS_4	aS_5	ξ_2	ξ_4	ξ_5
I	63,1	65,1	16,1	29	70,1	72,1	8,53	17	30	65,1	63	65,1	70	36,1	96,82	56,76	325,5
IV		42	5,63	55	49	45	4,03	7	9,8	44	42	42	47	22,5	183,3	23,33	220
VII		43,5	16,1	29	42,5	38	0,3	25	4,51	38	55	43,5	38	19	96,67	83,33	190
VIII		41,5	5,63	55	49	42	0,13	19	15,3	39	50,5	41,5	44	21	183,3	63,33	195

Построение кинематических диаграмм.

а) Диаграмма угла поворота пятого звена

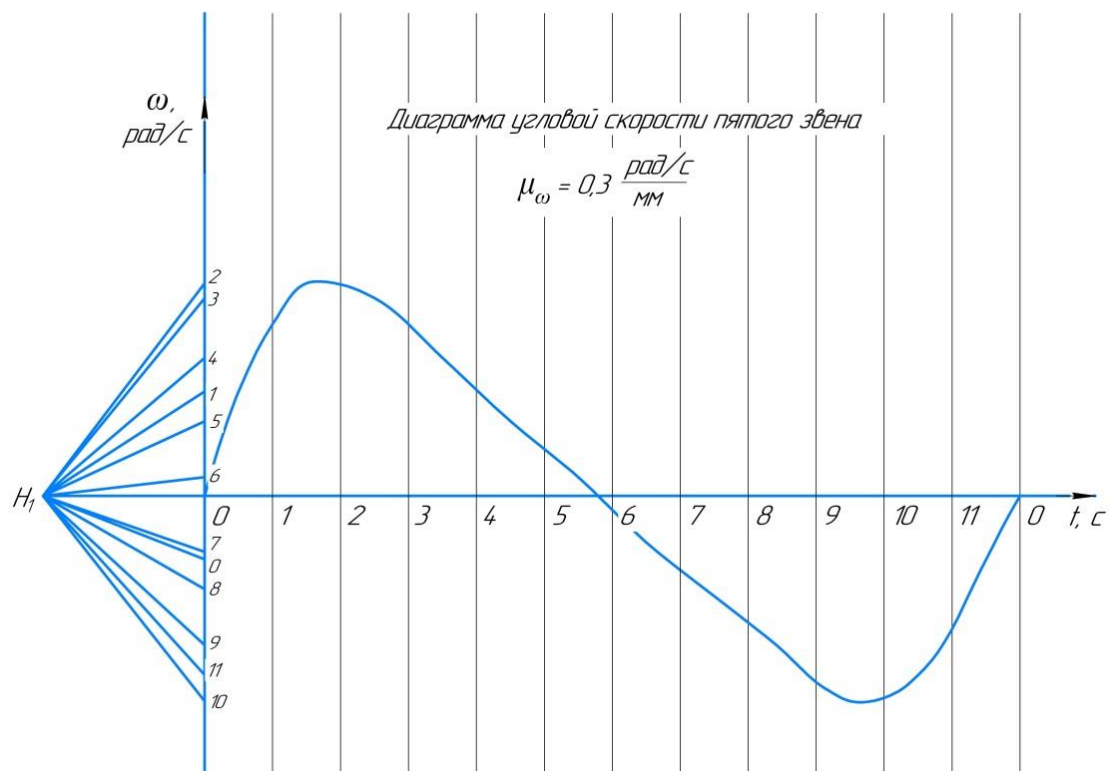
Диаграмма угла поворота пятого звена



Откладываем по оси абсцисс отрезок $L = 180$ мм и делим его на 12 равных частей. По оси ординат откладываем поворота пятого звена от нулевого положения. Масштаб отрезков по оси абсцисс определится следующим образом.

$$\mu_t = \frac{2\pi}{\omega_1 \cdot L} = \frac{2 \cdot 3,14}{25,12 \cdot 180} = 0,0014 \text{ с/мм}$$

б) Диаграмма угловой скорости пятого звена

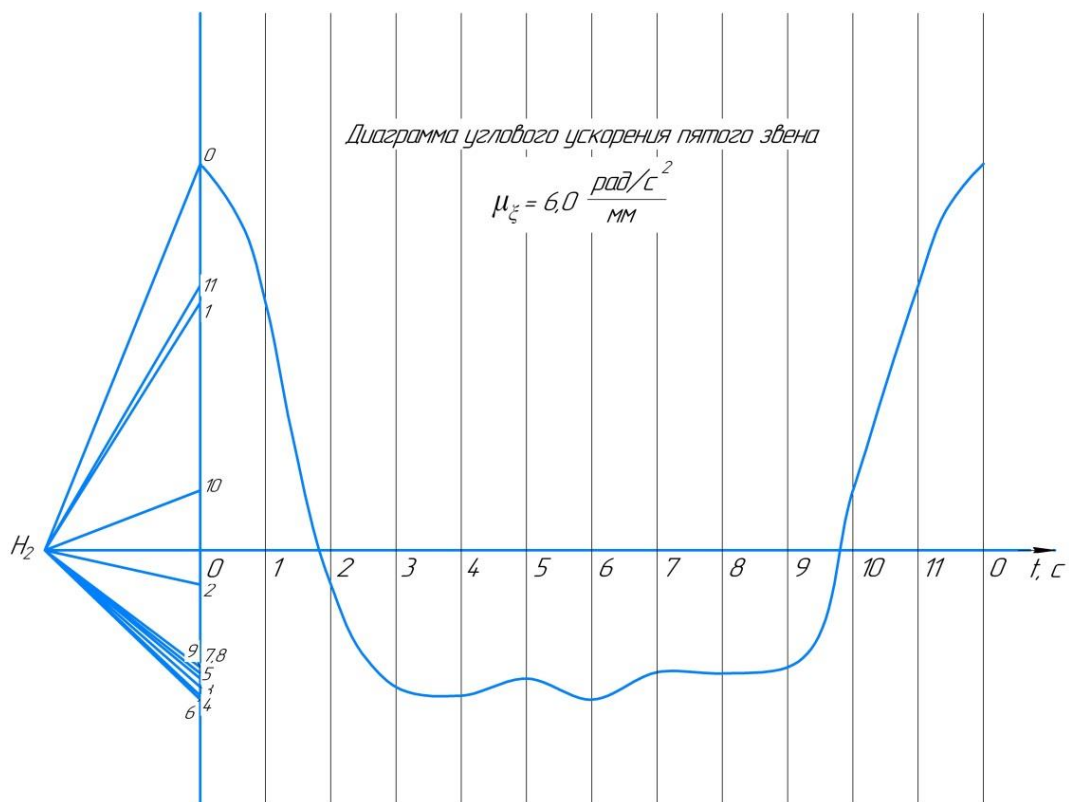


Графическим дифференцирование (методом хорд) построена диаграмма линейной скорости третьего звена.

Масштаб оси ординат определяется по формуле

$$\mu_{\omega} = \frac{\mu_{\varphi}}{\mu_t \cdot H_1} = \frac{0,015}{0,0014 \cdot 35,7} = 0,3 \frac{\text{рад/с}}{\text{мм}}$$

в) Диаграмма углового ускорения пятого звена



Дифференцируя диаграмму скорости, строим диаграмму ускорений.

Масштаб её по оси ординат определяется по формуле

$$\mu_{\xi} = \frac{\mu_{\omega}}{\mu_t \cdot H_2} = \frac{0,30}{0,0014 \cdot 36,5} = 6,0 \frac{\text{рад/с}^2}{\text{мм}}$$

Принимаем полюсное расстояние $H_2 = 36,5 \text{ м}$

Контроль точности измерений

Контроль точности построенных кинематических диаграмм производится путем сравнения полученных на них величин с аналогичными на плане скоростей и ускорений

Полученные значения сводим в таблицу

	0	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
План скоростей	1,5	12,3	14,5	11,5	7	2,75	1	4,75	8,75	12,3	13,3	9,25
Диаграмма	1,5	11,8	14	11,4	6,9	3,1	1,2	4,8	8,1	12,3	13,4	9

% ошибки	0	3,67	3,45	0,87	1,43	12,7	20	1,05	7,43	0,41	1,13	2,7
средний % ошибки	4,57											
План ускорений		326			220			190	195			
Диаграмма		340			210			180	186			
% ошибки		4,45			4,55			5,26	4,62			
средний % ошибки	4,72											