

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра механики материалов, конструкций и машин

Г.А. Клещарева

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ. МЕТОД КИНЕМАТИЧЕСКИХ ДИАГРАММ

Методические указания

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 12.03.04 Биотехнические системы и технологии, 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника, 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника

Оренбург
2019

УДК 621.828.3:621.01(076.5)

ББК 34.442я7+34.41я7

К48

Рецензент – доцент, доктор технических наук Ю.А. Чирков

Клещарева, Г.А.

К48

Кинематический анализ рычажных механизмов. Метод кинематических диаграмм: методические указания / Г.А. Клещарева; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2019. – 30 с.

Методические указания предназначены для выполнения кинематического анализа в курсовых проектах (работах), расчетно-графических и контрольных работах и других видах самостоятельной работы по дисциплинам «Теория механизмов и машин», «Механика», «Прикладная механика», «Машиноведение» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 12.03.04 Биотехнические системы и технологии, 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника, 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника.

Данные указания также могут быть полезны при выполнении отдельных разделов выпускных квалификационных работ.

УДК 621.828.3:621.01(076.5)

ББК 34.442я7+34.41я7

© Клещарева Г.А., 2019

© ОГУ, 2019

Содержание

Введение	4
1 Общие сведения	6
1.1 Основные понятия	6
1.2 Исходные данные для кинематического анализа	9
2 Построение планов положений механизма	11
2.1 Определение нулевого положения механизмов	11
2.2 Пример построения кинематической схемы кулисного механизма	15
2.3 Определение нулевого положения кулисного механизма	17
3 Построение кинематических диаграмм кулисного механизма	19
3.1 Построение диаграммы перемещений	19
3.2 Построение диаграммы скоростей	21
3.3 Построение диаграммы ускорений	24
3.4 Сводные результаты графического дифференцирования	26
4 Вопросы для самопроверки	29
Список использованных источников	30

Введение

В процессе изучения дисциплин «Теория механизмов и машин», «Машиноведение», «Прикладная механика», «Механика» обучающиеся получают теоретические знания по расчету, анализу и синтезу, встречающихся в практике различных механизмов. Полученные знания закрепляются выполнением курсовых проектов (работ), расчетно-графических и контрольных работ, в которых обучающиеся на практике выполняют расчеты, анализ и синтез механизмов. Кинематический анализ является второй неотъемлемой частью расчетов, выполняемых обучающимися в процессе работы над курсовыми проектами и расчетно-графическими заданиями. Результаты кинематического анализа являются исходными данными для силового анализа при выполнении проектов и расчетно-графических заданий. В настоящих методических указаниях даны рекомендации, пример кинематического анализа типового механизма методом кинематических диаграмм.

Методические указания способствуют реализации следующих компетенций для направлений: 12.03.04 Биотехнические системы и технологии – ОПК-4 готовностью применять современные средства выполнения и редактирования изображений и чертежей и подготовки конструкторско-технологической документации; 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника – ОПК-2 способностью применять соответствующий физико-математический аппарат, методы анализа и моделирования, при решении профессиональных задач; 15.03.01 Машиностроение – ПК-5 умением учитывать технические и эксплуатационные параметры деталей и узлов изделий машиностроения при их проектировании; 15.03.02 Технологические машины и оборудование – ОПК-1 способностью к приобретению с большой степенью самостоятельности новых знаний с использованием современных образовательных и информационных технологий; 15.03.03 Прикладная механика – ПК-7 готовностью выполнять расчетно-экспериментальные работы в области прикладной механики на основе достижений техники и технологий, классических и технических теорий и методов,

физико-механических, математических и компьютерных моделей, обладающих высокой степенью адекватности реальным процессам, машинам и конструкциям;

15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств – ОПК-4 способностью участвовать в разработке обобщенных вариантов решения проблем, связанных с машиностроительными производствами, выборе оптимальных вариантов прогнозируемых последствий решения на основе их анализа;

15.03.06 Мехатроника и робототехника – ОПК-2 владением физико-математическим аппаратом, необходимым для описания мехатронных и робототехнических систем.

1 Общие сведения

1.1 Основные понятия

Механизмом называется совокупность подвижно соединенных между собой звеньев, совершающих под действием приложенных к ним сил определенные целесообразные движения.

Звеном называется совокупность деталей, скрепленных друг с другом неподвижно.

Кинематической парой (КП) называется соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение [1].

Движение звеньев любого механизма характеризуется:

1 Видом движения:

- вращательным (кривошип);
- поступательным (ползун в направляющих);
- плоскопараллельным (шатун);
- пространственным (рука робота);

2 Перемещением и траекторией:

- линейными $S, м$ (траектория – линия);
- угловыми $\varphi, рад$ (траектория – окружность);

3 Скоростью, то есть быстротой изменения перемещения во времени:

- линейной $V, м/с$,

$$V = \frac{dS}{dt} = S'; \quad (1.1)$$

- угловой $\omega, рад/с = 1/с = с^{-1}$,

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \varphi'; \quad (1.2)$$

4 Ускорением, то есть быстротой изменения скорости во времени;

- линейным $a, м/с^2$,

$$a = \frac{dV}{dt} = V' = S'', \quad (1.3)$$

– угловым ε , $\text{рад}/\text{с}^2 = 1/\text{с}^2 = \text{с}^{-2}$,

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \omega' = \varphi''. \quad (1.4)$$

Цель кинематического анализа – определение положений звеньев и траекторий движения, описываемых их точками, определение скоростей и ускорений точек звеньев, определение угловых скоростей и ускорений звеньев по заданному закону движения ведущего звена (без учета сил, вызывающих это движение).

Для кинематического исследования механизмов в данных методических указаниях рассматривается один из методов – графический (метод кинематических диаграмм – метод хорд).

Кинематический анализ начинается с построения планов положений механизма. Для этого должны быть известны:

- кинематическая схема механизма;
- размеры звеньев механизма, m ;
- величина и направление угловой скорости ведущего звена ω_1 , $\text{рад}/\text{с}$ ($1/\text{с}$).

Планом положений механизма называется графическое представление относительных положений его звеньев, построенных в определенном масштабе.

В теории механизмов и машин при построении плана положений пользуются понятием масштабного коэффициента длины. *Масштабным коэффициентом длины* μ_l , m/m , называют отношение значения действительного размера l_i (например, $0,8 m$) к длине, изображенной на чертеже \bar{l}_i , mm .

Для нахождения величины масштабного коэффициента, действительные значения длин звеньев (в миллиметрах) сначала необходимо перевести в метры, а затем подставлять значения в формулу масштабного коэффициента. Удобнее всего рассчитывать его на примере первого звена (для рассматриваемого механизма это

длина кривошипа ℓ_1), желательно, чтобы изображаемая на чертеже длина кривошипа $\bar{\ell}_1$ была от 50 до 100 миллиметров (для удобства и наглядности выполнения чертежа), тогда:

$$\mu_\ell = \frac{\ell_1}{\bar{\ell}_1} = \frac{0,4}{100 \dots 50} = 0,008 \dots 0,016 \frac{\text{м}}{\text{мм}}. \quad (1.5)$$

Масштабный коэффициент выбирают из рассчитанного диапазона (1.5) и округляют до стандартного значения из таблицы 1.1 [2]. Для рассматриваемого примера принимаем:

$$\mu_\ell = 0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}. \quad (1.6)$$

С учетом выбранного и принятого масштабного коэффициента (таблица 1.1) длина любого звена на чертеже будет определяться выражением:

$$\bar{\ell}_i = \frac{\ell_i}{\mu_\ell} \text{ мм}. \quad (1.7)$$

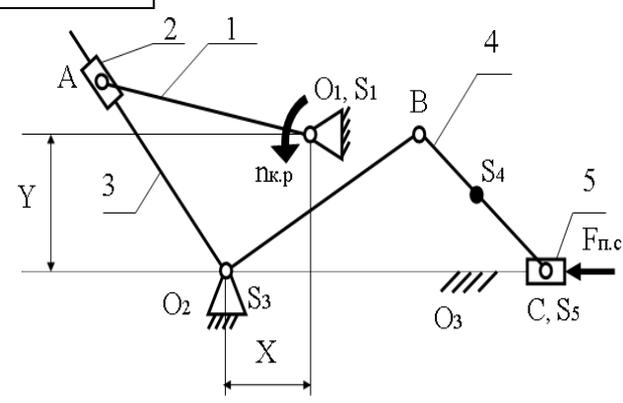
Таблица 1.1 – Численные значения стандартных чисел масштабных коэффициентов

Диапазоны значений				
0,001	0,002	0,0025	0,004	0,005
0,01	0,02	0,025	0,04	0,05
0,1	0,2	0,25	0,4	0,5
1	2	2,5	4	5
10	20	25	40	50
100	200	250	400	500 и так далее

1.2 Исходные данные для кинематического анализа

Исходные данные должны быть взяты из своего варианта кинематической схемы с числовыми значениями необходимых величин, принятых ранее на стадии структурного анализа. Например, схема 11, вариант числовых значений и номер положения механизма для дальнейшего силового анализа – 10 (таблица 1.2).

Таблица 1.2 – Кинематическая схема кулисного механизма и исходные данные

Схема 11		№	$n_{кр}$, об/мин	F_{nc} , кН	l_x , мм	l_y , мм	l_{O_1A} , мм	l_{O_2B} , мм	l_{BC} , мм
		1	60	1,0	150	300	600	600	1500
		2		1,1	200	350	700	700	1750
		3	70	1,2	200	300	600	600	1500
		4	75	1,3	150	400	800	800	2000
		5	80	1,4	150	400	800	800	2000
		7	90	1,5	150	350	700	700	1750
		8	100	1,6	100	300	600	600	1500
		9	110	1,7	100	250	500	500	1250
J_{si} , кг·м ²	$J_{S_i} = 0,2 \cdot m_i \cdot l_i^2$	10	115	1,8	100	200	400	400	1000
m_i , кг	$m_i = g \cdot l_i$; $m_5 = 3 \cdot m_1$; $g = 10$ (кг/м)	11	60	2,0	100	250	500	500	1250

Примечание – в таблице 1.2 приняты следующие обозначения

где $n_{кр}$ – частота вращения кривошипа, об/мин;

F_{nc} – сила полезного сопротивления, кН;

J_{si} – собственные моменты инерции звеньев, кг·м²;

m_i – массы звеньев, кг;

g – масса одного метра звена кг/м;

l_x, l_y – координаты точки O_2 относительно O_1 , мм;

$l_{O_1A}, l_{O_2B}, l_{BC}$ – длины звеньев, мм;

S_1, S_3, S_4, S_5 – центры тяжести 1, 3, 4, 5 звеньев соответственно.

Кинематический анализ начинается с построения планов положений механизма в выбранном масштабном коэффициенте. Количество, название и масштабные размеры звеньев механизма были определены ранее в структурном анализе [1]. Все параметры были сведены в таблицу 1.3.

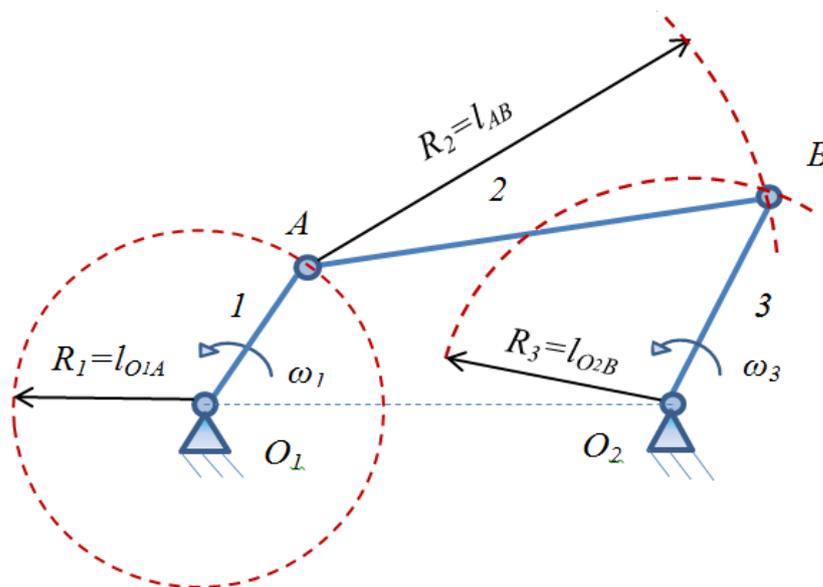
Таблица 1.3 – Количество, название и размеры звеньев исследуемого механизма

Звено	Наименование звеньев	Буквенное обозначение звеньев	Действительные размеры, м	Масштабные размеры, мм ($\mu_l = 0,005 \frac{м}{мм}$)
1	кривошип	O_1A	$l_{O_1A} = 0,4$ м	$\bar{l}_{O_1A} = \frac{l_{O_1A}}{\mu_l} = \frac{0,4}{0,005} = 80$
2	ползун	A	-	-
3	коромысло-кулиса	O_2B	$l_{O_2B} = 0,4$ м	$\bar{l}_{O_2B} = \frac{l_{O_2B}}{\mu_l} = \frac{0,4}{0,005} = 80$
		O_2A_3	$l_{O_2A_3} = ?$	$\bar{l}_{O_2A_3} = ?$
4	шатун	BC	$l_{BC} = 1$ м	$\bar{l}_{BC} = \frac{l_{BC}}{\mu_l} = \frac{1}{0,005} = 200$ $\bar{l}_{BS_4} = \frac{l_{BS_4}}{\mu_l} = \frac{0,5}{0,005} = 100$
5	ползун	C	-	-
6	стойка	O_1, O_2, O_3	$l_X = 0,1$ м	$\bar{l}_X = \frac{l_X}{\mu_l} = \frac{0,1}{0,005} = 20$ мм
			$l_Y = 0,2$ м	$\bar{l}_Y = \frac{l_Y}{\mu_l} = \frac{0,2}{0,005} = 40$ мм
Всего звеньев в механизме				6
Подвижных звеньев в механизме n				5

2 Построение планов положений механизма

2.1 Определение нулевого положения механизмов

Для механизмов, работающих периодически, чаще всего строят двенадцать положений механизма, которые соответствуют двенадцати равноотстоящим положениям входного звена 1 – кривошипа. За исходное (нулевое) положение механизма принимается начало рабочего хода выходного звена, то есть крайнее положение противоположное направлению силы полезного сопротивления – F_{nc} (или моменту полезного сопротивления – M_{nc}) [3]. Определяется нулевое положение построением нескольких пробных положений, пока выходное звено не окажется в крайнем положении. Например, на рисунке 2.1 построены крайние положения кривошипно-коромыслового механизма.



A, B – одноподвижные КП (точки промежуточного положения механизма);
 O_1, O_2, O_3 – точки крепления механизма со стойкой (одноподвижные КП);

1 – кривошип O_1A длиной l_{O_1A} и радиусом вращения R_1 ;

2 – шатун AB длиной l_{AB} и радиусом вращения R_2 ;

3 – коромысло BO_2 длиной l_{BO_2} и радиусом вращения R_3 ; 4 – стойка O_1O_2 ;
 ω_1 – угловая скорость кривошипа, $рад/с$; Ψ – угол качания коромысла, $град$.

Рисунок 2.1 – Построение планов положений кривошипно-коромыслового механизма

За нулевое положение следует принимать крайнее левое положение коромысла, отмеченное точками A^0, B^0 (начало преодоления M_{nc}).

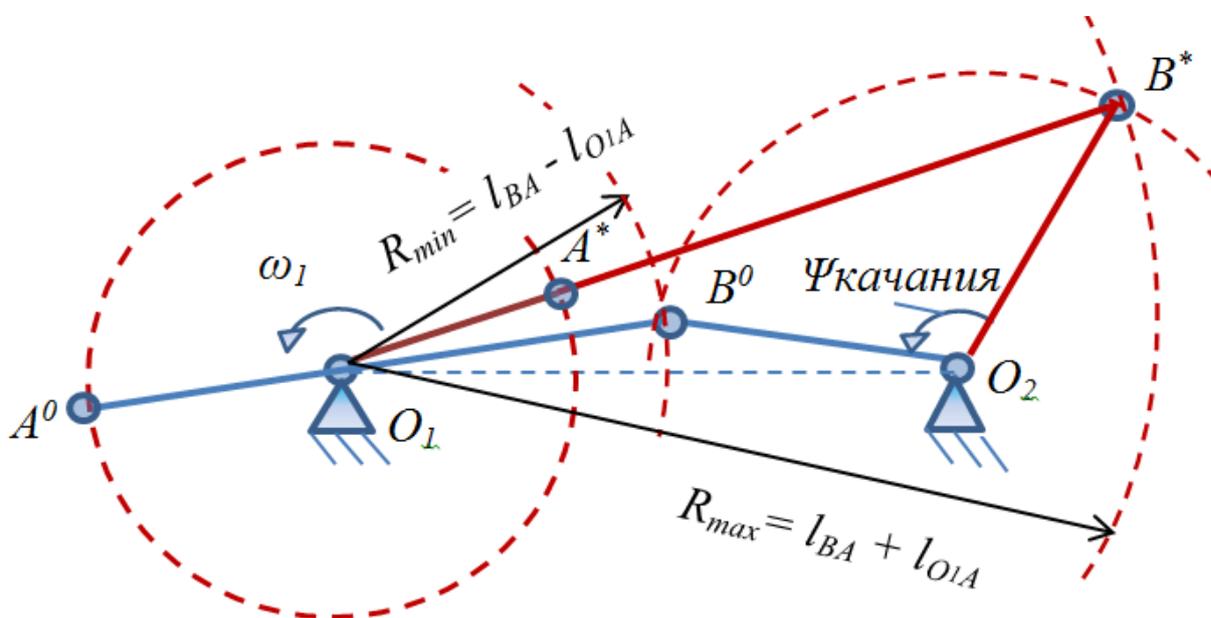
Крайние положения механизма определяют следующим образом:

- крайнее левое положение (начало рабочего хода) (рисунок 2.2)

$$R_{min} = l_{AB} - l_{O_1A},$$

- крайнее правое положение (конец рабочего хода)

$$R_{max} = l_{AB} + l_{O_1A}.$$



A^0, B^0 – одноподвижные КП (точки начального положения механизма);

A^*, B^* – одноподвижные КП (точки конечного положения механизма).

Рисунок 2.2 – Определение крайних положений кривошипно-коромыслового механизма

На кривошипно-ползунном механизме (рисунок 2.3) изображены следующие звенья:

- звено 1 – кривошип;
- звено 2 – шатун;
- звено 3 – ползун, совершает возвратно-поступательное движение.

За нулевое положение принимается крайнее левое положение ползуна, положение A^0, B^0 (начало преодоления F_{nc}) (рисунок 2.4).

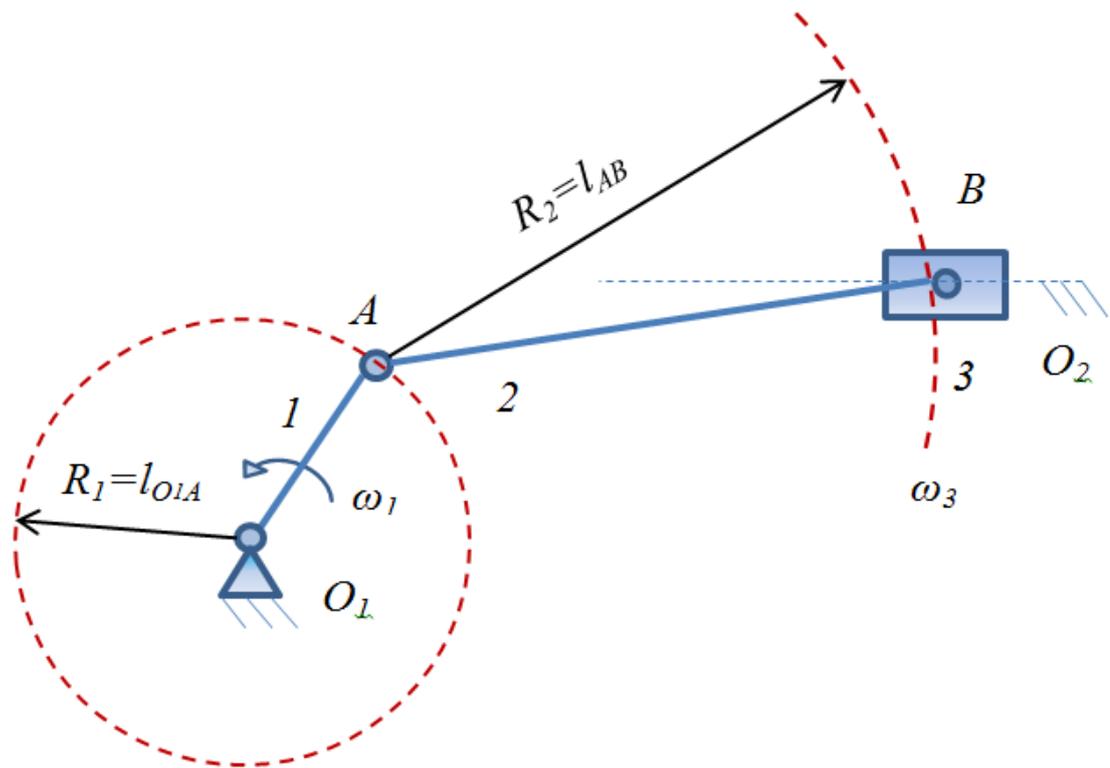


Рисунок 2.3 – Построение плана положений кривошипно-ползунного механизма

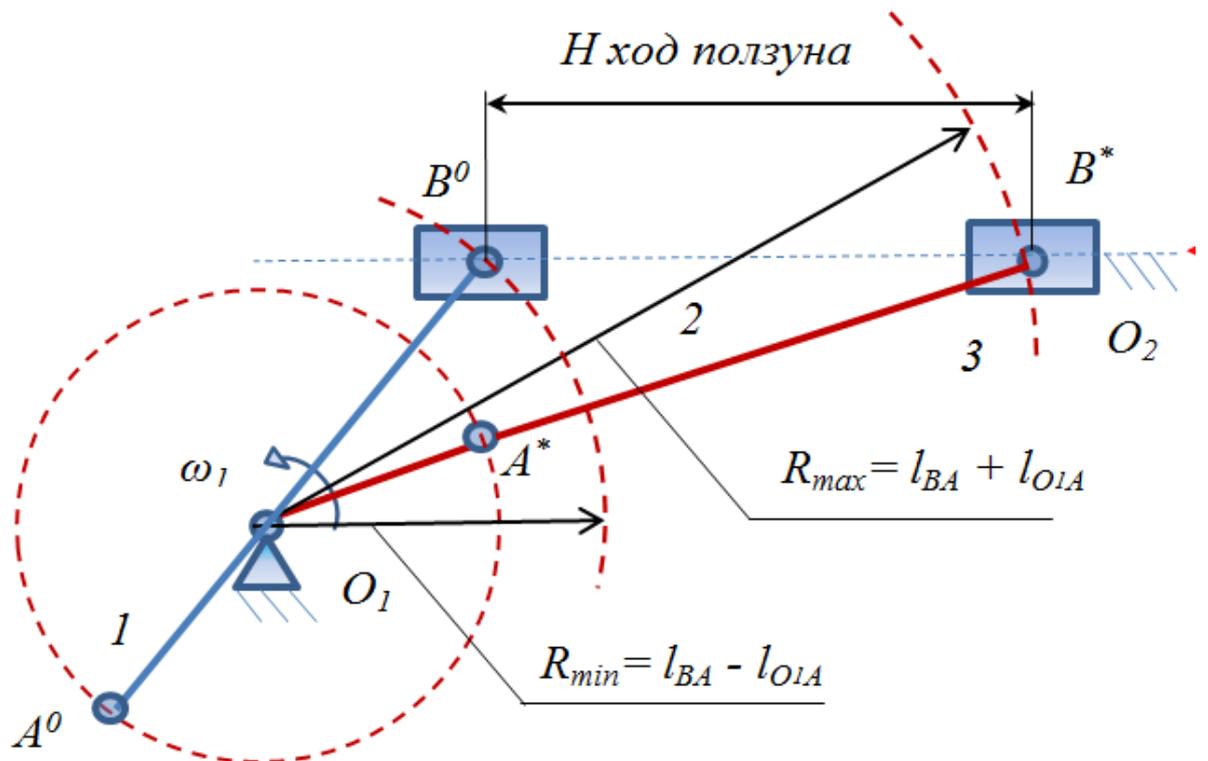
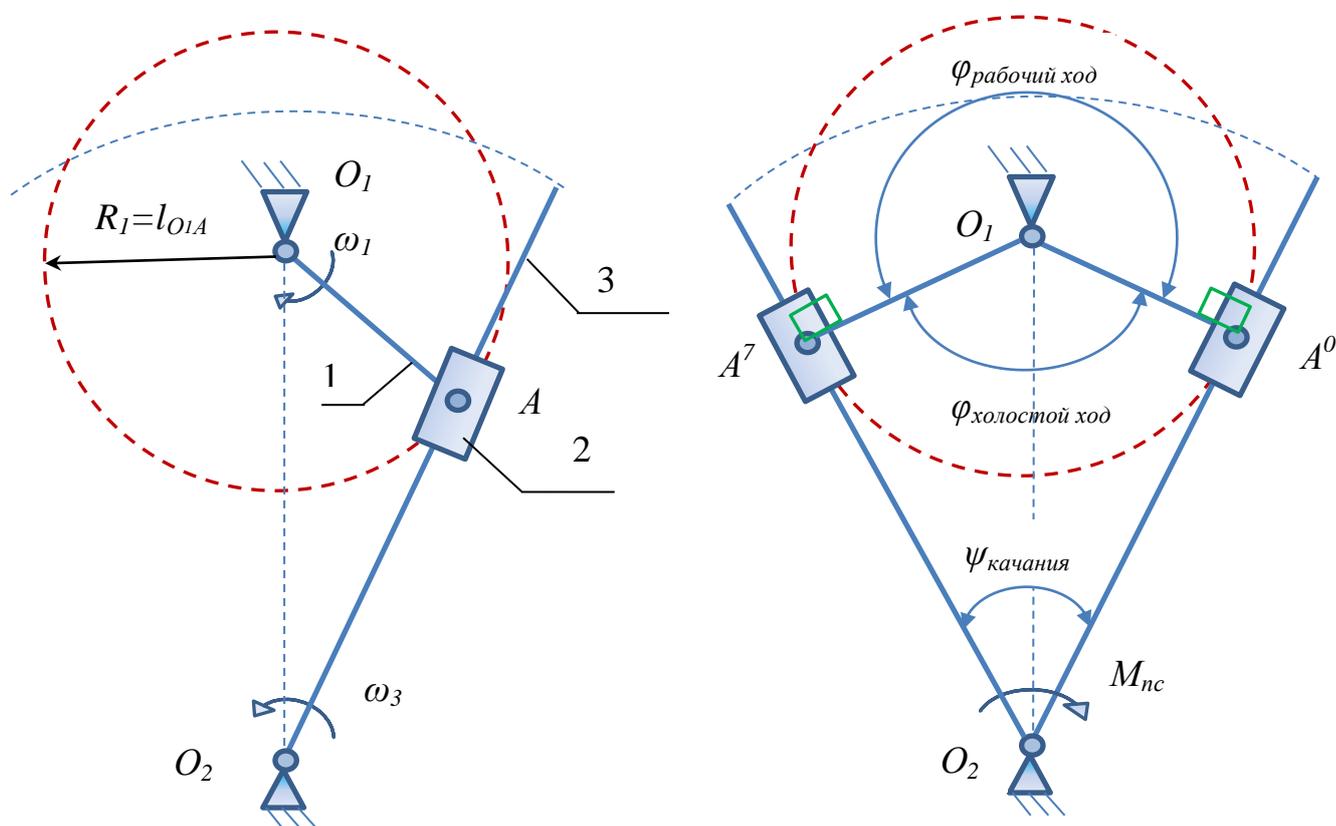


Рисунок 2.4 – Определение крайних положений кривошипно-ползунного механизма

На кривошипно-кулисном механизме (рисунок 2.5 а) изображены звенья:

- звено 1 – кривошип;
- звено 2 – ползун;
- звено 3 – по виду движения – коромысло, а по назначению – кулиса (является подвижной направляющей для ползуна).

За нулевое положение принимается крайнее правое положение кулисы, построенное касательно к окружности вращения кривошипа (перпендикулярно A^0O_1) навстречу моменту полезного сопротивления M_{nc} . Крайнее левое положение кулисы является началом холостого хода A^7 (рисунок 2.5 б).



а) построение плана положений

б) определение крайних положений

Рисунок 2.5 – Кривошипно-кулисный механизм

2.2 Пример построения кинематической схемы кулисного механизма

Исходные данные: кинематическая схема механизма, построенная в масштабе $\mu_l = 0,01$ м/мм в заданном (произвольном) положении (рисунок 2.6). Все параметры звеньев сведены в таблицу 1.3.

Описание движения механизма: звено 1 – кривошип совершает вращательное движение вокруг точки O_1 , принадлежащей стойке; звено 2 – ползун принимает вращательное движение от кривошипа и преобразует его в поступательное движение относительно кулисы – 3. Кулиса (коромысло) – 3 имеет треугольную форму с углом 90° при вершине и вращается вокруг точки, принадлежащей стойке O_2 . Кулиса приводит в движение звено 4 – шатун, соединенный с ползуном – 5, который поступательно двигается вдоль стойки 6 – O_3 .

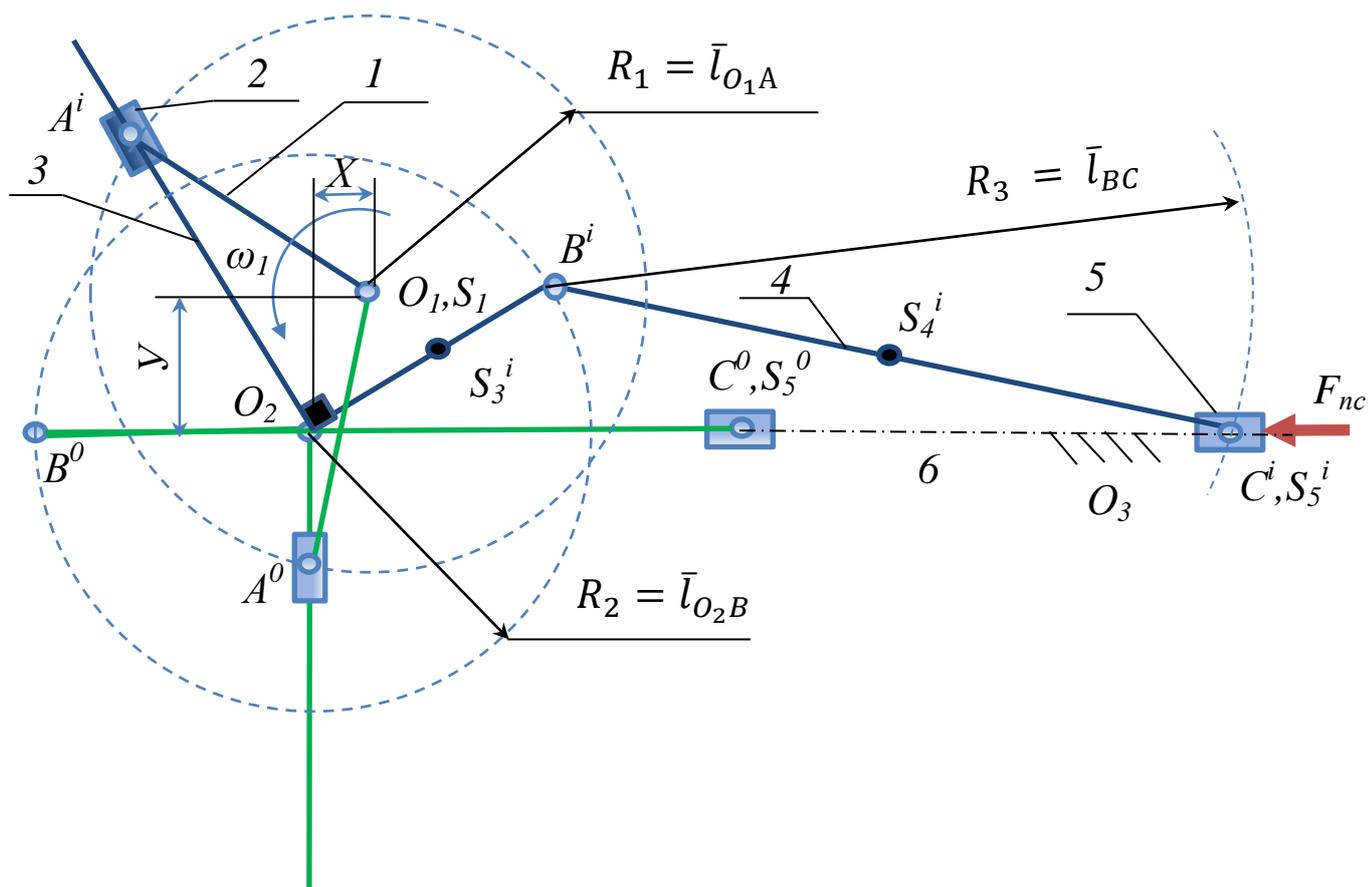


Рисунок 2.6 – Кинематическая схема кулисного механизма

На рисунке 2.6 изображены: O_1, O_2, O_3 – неподвижные точки – точки соединения механизма со стойкой (шарнирно-неподвижные опоры); A, B, C – подвижные кинематические пары; X, Y – координаты точки O_2 относительно O_1 ; S_1, S_3, S_4, S_5 – центры тяжести соответствующих звеньев.

Построение заданного (произвольного) положения механизма (рисунок 2.6).

1 Сначала строим неподвижные точки: начиная с O_1 и, учитывая координаты X и Y , строим точку O_2 , затем проводим линию движения ползуна – прямую O_3 с учетом того, что она горизонтальна и проходит через точку O_1 .

2 Строим траекторию движения кривошипа – точки A , то есть окружность радиусом $R_1 = \bar{l}_{O_1A}$ с центром в точке O_1 .

3 На этой траектории отмечаем произвольное (похожее заданному) положение точки A^i и соединяем ее с точкой O_1 , получаем произвольное положение кривошипа.

4 Для построения положения структурной группы звеньев 2 – 3, через точки A^i и O_2 проводим прямую линию (размер $\bar{l}_{O_2A^i}$ не задан, так как он меняется в зависимости от положения кривошипа).

5 Через точку O_2 проводим прямую (кулиса имеет треугольную форму) под заданным углом 90° к прямой O_2A^i и, отложив на ней отрезок \bar{l}_{O_2B} , получим положение шарнира B^i (траектория точки B будет представлять собой окружность или часть окружности с радиусом, равным длине $R_2 = \bar{l}_{O_2B}$).

6 Строим положение структурной группы звеньев 4 – 5. Из центра в точке B^i проводим дугу радиусом $R_3 = \bar{l}_{BC}$ до пересечения с линией O_2O_3 . Эта точка пересечения и дает положение точки C^i для сборки механизма со стойкой.

Вышеописанное (произвольное) положение механизма чаще всего оказывается *промежуточным* и, скорее всего, в дальнейшем не совпадет ни с одним из необходимых двенадцати положений, но построение его нужно для того, чтобы точнее определить *нулевое положение* механизма (начало рабочего хода – начало преодоления силы полезного сопротивления F_{nc}).

2.3 Определение нулевого положения кулисного механизма

В рассматриваемом примере *нулевое* положение механизма соответствует крайнему левому положению ползуна 5 (навстречу направления стрелки F_{nc}). На рисунке 2.6 нулевое положение изображено точками A^0, B^0, C^0 .

Порядок построения:

1 В графической части курсового проекта построение планов положений также начинается с построения нулевого положения.

2 Затем траекторию кривошипа (траекторию точки A) разбивают на несколько равных частей, соответствующих равным интервалам времени (6, 12, 24).

3 Соединяя точку O_1 с различными положениями кривошипа, получаем соответствующие положения точек $A^0, A^1, A^2, \dots, A^{12}$.

4 Методом засечек осуществляем разметку (пункт 2.2) следующих звеньев – 3, 4 и 5 и строим их положения $B^0, B^1, B^2, \dots, B^{12}; C^0, C^1, C^2, \dots, C^{12}$. На рисунке 2.7 построено двенадцать положений, так как требуется в курсовом проектировании.

5 На четвертом звене отметим центр тяжести на каждом из двенадцати положений $S_4^0, S_4^1, S_4^2, S_4^3, \dots, S_4^{12}$ и соединим их плавной линией, получим траекторию движения центра тяжести.

На рисунке 2.7 обозначены: O_1, O_2, O_3 – неподвижные точки механизма, принадлежащие стойке; $\Delta S_5^0, \Delta S_5^1, \Delta S_5^2, \Delta S_5^3, \dots, \Delta S_5^{12}$ – перемещение центра тяжести пятого звена (ползуна) в двенадцати положениях, измеренные от нулевого; $S_4^0, S_4^1, S_4^2, S_4^3, \dots, S_4^{12}$ – положение центра тяжести четвертого звена (шатуна) в двенадцати положениях.

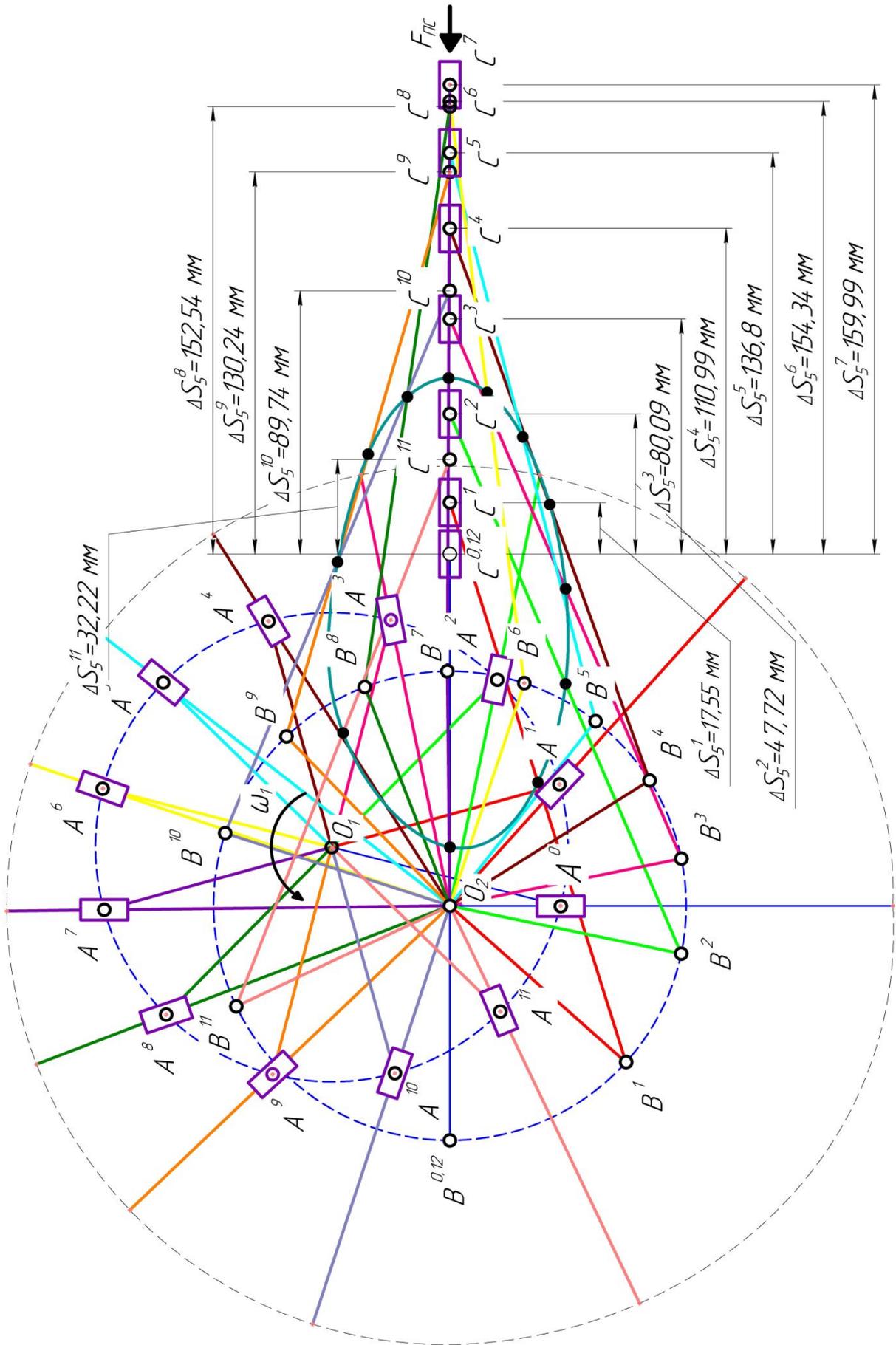


Рисунок 2.7 – Планы положений кулисного механизма

3 Построение кинематических диаграмм кулисного механизма

3.1 Построение диаграммы перемещений

Кинематические диаграммы – это графики функций перемещений (углов поворота), скоростей (угловых скоростей) и ускорений (угловых ускорений) характерных точек звеньев в зависимости от времени t . Функции имеют вид:

$$S = S(t), V = V(t), a = a(t), \quad (3.1)$$

$$\varphi = \varphi(t), \omega = \omega(t), \varepsilon = \varepsilon(t). \quad (3.2)$$

Диаграмма перемещений точки C является графическим изображением закона ее движения. Построив 12 планов положений механизма, получим столько же 12 положений точки C выходного звена. Проводим оси координат (рисунок 3.1). По оси абсцисс откладываем отрезок \bar{l} произвольной длины (например, 240 мм), представляющий собой в масштабе μ_t время T , с, одного периода (время одного полного оборота входного звена) [4]:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_1} \text{ либо } T = \frac{60}{n_1} = \frac{60}{115} = 0,522 \text{ с}, \quad (3.3)$$

где n_1 – частота вращения входного звена, об/мин;

ω_1 – угловая скорость входного звена, рад/с.

Масштабный коэффициент времени:

$$\mu_t = \frac{T}{\bar{l}} = \frac{0,522}{240} = 0,00217 \frac{\text{с}}{\text{мм}}. \quad (3.4)$$

Отрезок \bar{l} разбиваем на 12 равных частей, соответствующих 12 положениям механизма (в курсовом проектировании на 12 равных частей). Через размеченные точки 0, 1, ..., 12 проводим вертикальные прямые линии, параллельные оси ординат, на которых откладываем величину перемещения точки C от нулевого положения до положения в данный момент (до 1, 2, ..., 12 положений, то есть значения

$\overline{C_0C_1} = \Delta S_5^1, \overline{C_0C_2} = \Delta S_5^2, \dots, \overline{C_0C_{12}} = \Delta S_5^{12}$). За начало отсчета выбрана точка C_0 , то есть положение точки C при $t = 0$. На траектории движения точки C направление вправо принято положительным (начало рабочего хода).

Если перемещения $\overline{C_0C_1}, \overline{C_0C_2}, \dots$ и так далее до $\overline{C_0C_{12}}$ на графике перемещений откладывать прямо с плана положений механизма (рисунок 2.7), то масштабный коэффициент диаграммы перемещений μ_S будет равен масштабному коэффициенту плана положений μ_l . Полученные точки $1^s, 2^s, 3^s, \dots, 12^s$ соединяем плавной линией (траекторией движения точки C).

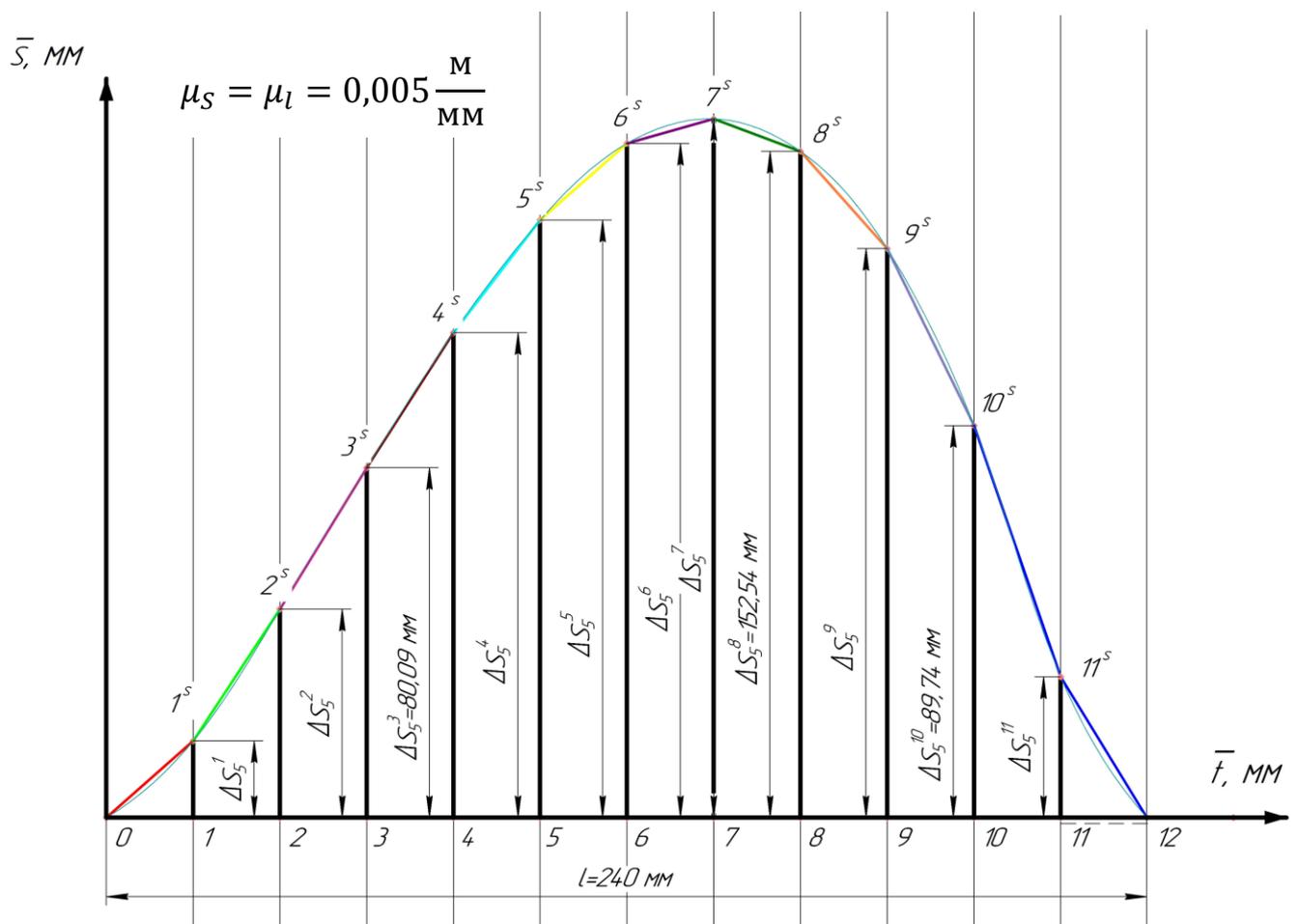


Рисунок 3.1 – Диаграмма перемещений ползуна кулисного механизма

3.2 Построение диаграммы скоростей

Построение диаграммы скорости точки C осуществляется методом графического дифференцирования диаграммы перемещений (метод хорд) [5], [6].

Проводим новую систему координат (рисунок 3.2). Ось абсцисс продолжим влево относительно начала координат и отложим на ней отрезок произвольной длины H_V , мм, до точки P_V . Точка P_V называется *полюсом графического дифференцирования*. Примем для рассматриваемого примера $H_V = 20$ мм.

На диаграмме перемещений (на первом участке), соединяем точки 0 и 1^S прямой линией (хордой). Из полюса P_V проводим линию $P_V 1^1$ параллельно хорде 01^S . Из подобия треугольников 011^S и $P_V 0_1 1^1$ следует (рисунок 3.2):

$$\frac{0_1 1^1}{H_V} = \frac{\Delta \bar{S}_5^1}{\Delta \bar{t}^1}, \quad (3.5)$$

где $\Delta \bar{S}$ ($\Delta \bar{S}_5^1$) и $\Delta \bar{t}$ ($\Delta \bar{t}^1$) – приращение функции и аргумента, построенные в масштабах для первого и других положений пятого звена:

$$\mu_S = \mu_t = 0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

Истинные приращения функции и аргумента:

$$\Delta S = \Delta \bar{S} \cdot \mu_S, \quad \Delta t = \Delta \bar{t} \cdot \mu_t, \quad (3.6)$$

$$\Delta \bar{S} = \frac{\Delta S}{\mu_S}, \quad \Delta \bar{t} = \frac{\Delta t}{\mu_t}. \quad (3.7)$$

Подставив эти значения в равенство (3.5), получим:

$$\frac{0_1 1^1}{H_V} = \frac{\Delta S}{\mu_S} \cdot \frac{\mu_t}{\Delta t}, \quad (3.8)$$

$$V_{cp} = \frac{\Delta S}{\Delta t} = \frac{\mu_S}{\mu_t} = \tan \alpha, \quad (3.9)$$

V_{cp} – средняя скорость на первом участке, м/с, находят по формуле

$$V_{cp} = O_1 1^1 \cdot \frac{\mu_S}{\mu_t \cdot \mu_V}, \quad (3.10)$$

Поскольку величина (3.11) представляет собой масштабы построения,

$$\frac{\mu_S}{\mu_t \cdot \mu_V}, \quad (3.11)$$

то отрезок $O_1 1^1$, с точностью до постоянного множителя, изображает на диаграмме скорости среднюю скорость движения точки C на первом участке. Переносим ее в середину первого участка $O_1 - 1_1$, находим точку 1^2 и среднюю скорость участка:

$$\bar{V}_{cp} = O_1 1^1, \text{ мм.}$$

Масштабный коэффициент скорости:

$$\mu_V = \frac{V_{cp}}{\bar{V}_{cp}}, \quad (3.12)$$

или, сравнивая с (3.11):

$$\mu_V = \frac{\mu_S}{\mu_t \cdot H_V} = \frac{0,005}{0,00217 \cdot 20} = 0,115 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}. \quad (3.13)$$

Соединяем точки 1^S и 2^S хордой на втором участке диаграммы перемещения (рисунок 3.2). Из полюса P_V проводим линию $P_V 2^1$ параллельно хорде $1^S 2^S$. Отрезок $O_1 2^1$ представляет собой среднюю скорость движения на участке $1_1 - 2_1$. Переносим ее в середину второго участка $1_1 - 2_1$ и получаем точку 2^2 . И так продолжаем до последнего участка. Полученные точки $1^2, 2^2, 3^2, \dots, 12^2$ соединяем плавной кривой, начиная от нуля и заканчивая в нуле на оси времени. Получим график изменения скорости V_C точки C :

$$V_C = V_C(t).$$

На пересечении линии полученного графика скорости и вертикальных линий отрезков времени $1_1, 2_1, 3_1, \dots, 12_1$ получаем точки $1^V, 2^V, 3^V, \dots, 12^V$, от которых

измерением длины линии до оси t , находим значения скоростей на соответствующих участках $\bar{V}_5^1, \bar{V}_5^2, \dots, \bar{V}_5^{12}$, мм. Скорости $\bar{V}_5^0, \bar{V}_5^{12}$ равны нулю.

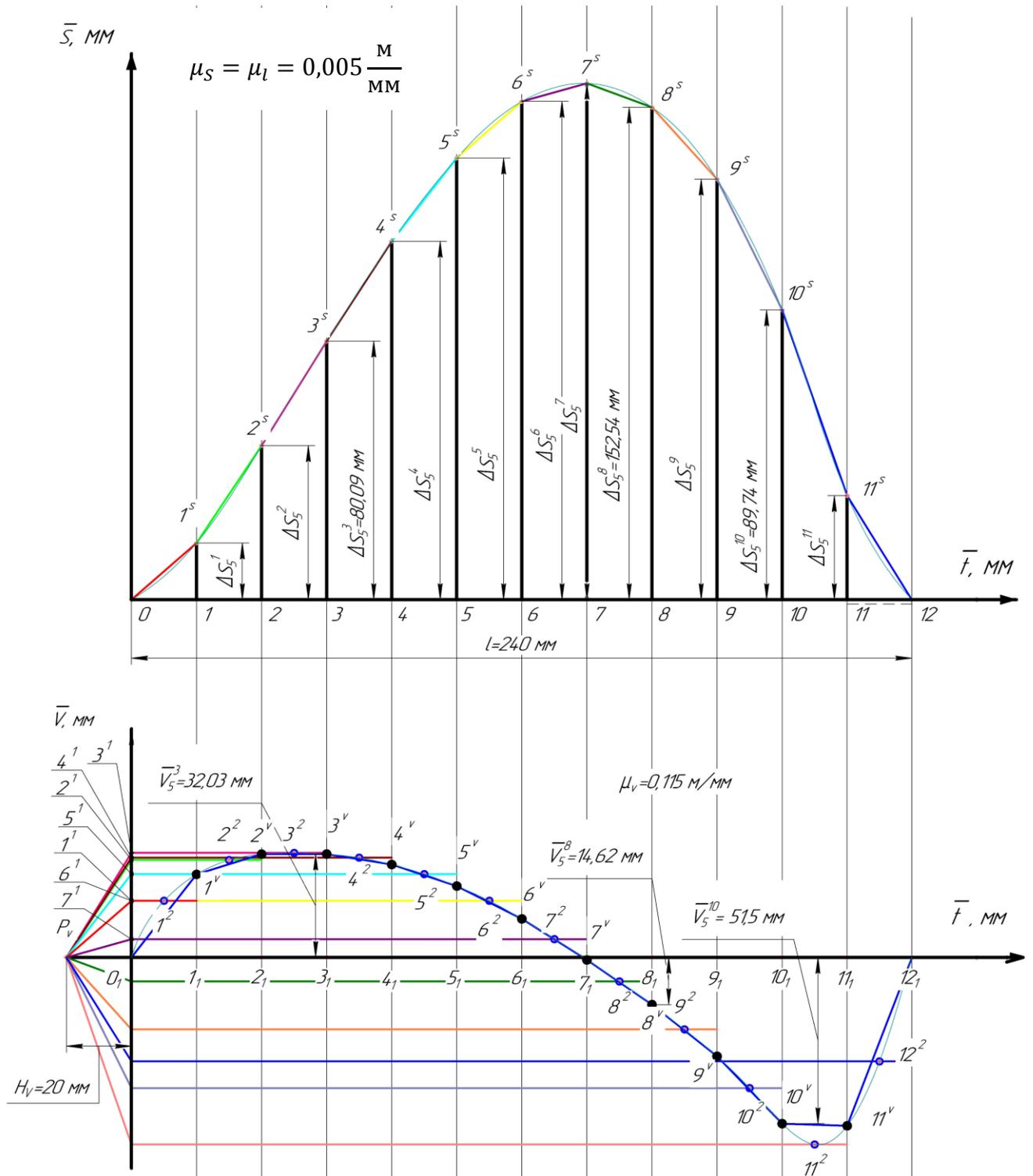


Рисунок 3.2 – Диаграмма скоростей ползуна кулисного механизма

3.3 Построение диаграммы ускорений

Построение диаграммы ускорения точки C осуществляется методом графического дифференцирования диаграммы скорости [7], [8]. Для этого проводится новая система координат (рисунок 3.3) Выбирается новый полюс графического дифференцирования P_a на расстоянии H_a от начала координат (примем для рассматриваемого примера $H_a = 20$ мм).

На диаграмме скорости соединяются хордами точки пересечения диаграммы скорости с отметками времени на каждом участке $0_1 1^V, 1^V 2^V, 2^V 3^V, \dots, 11^V 12_1$. Из точки P_a проводятся линии параллельные этим хордам.

По аналогии отрезок $P_a 1^3$ – среднее ускорение на первом участке, $P_a 2^3$ – среднее ускорение на втором участке и так далее до двенадцатого положения. Отрезок $0_2 1^3$ представляет собой среднее ускорение движения на участке $0_2 - 1_2$. Переносим ее в середину второго участка $0_2 - 1_2$. И так продолжаем до последнего участка. Получаем точки $1^4, 2^4, 3^4, \dots, 12^4$, соединяя которые плавной линией, получаем диаграмму ускорения точки C :

$$a_c = a_c(t).$$

Точки пересечения вертикальных линий временных отрезков и получившегося графика дают масштабные значения ускорений на каждом отрезке времени $\bar{a}_5^1, \bar{a}_5^2, \dots, \bar{a}_5^0, \bar{a}_5^{12}$ не равны нулю.

Масштабный коэффициент диаграммы ускорения:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_a} = \frac{0,115}{0,00217 \cdot 20} = 2,649 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}. \quad (3.14)$$

Истинные значения перемещения, скорости и ускорения пятого звена, например, для четвертого положения механизма можно найти так:

$$S_5^{10} = \bar{S}_5^{10} \cdot \mu_s = 89,74 \cdot 0,005 = 0,4487 \text{ мм},$$

$$V_5^{10} = \bar{V}_5^{10} \cdot \mu_v = 51,5 \cdot 0,115 = 5,92 \text{ м/с},$$

$$a_5^{10} = \bar{a}_5^{10} \cdot \mu_a = 16,22 \cdot 2,649 = 42,96 \text{ м/с}^2.$$

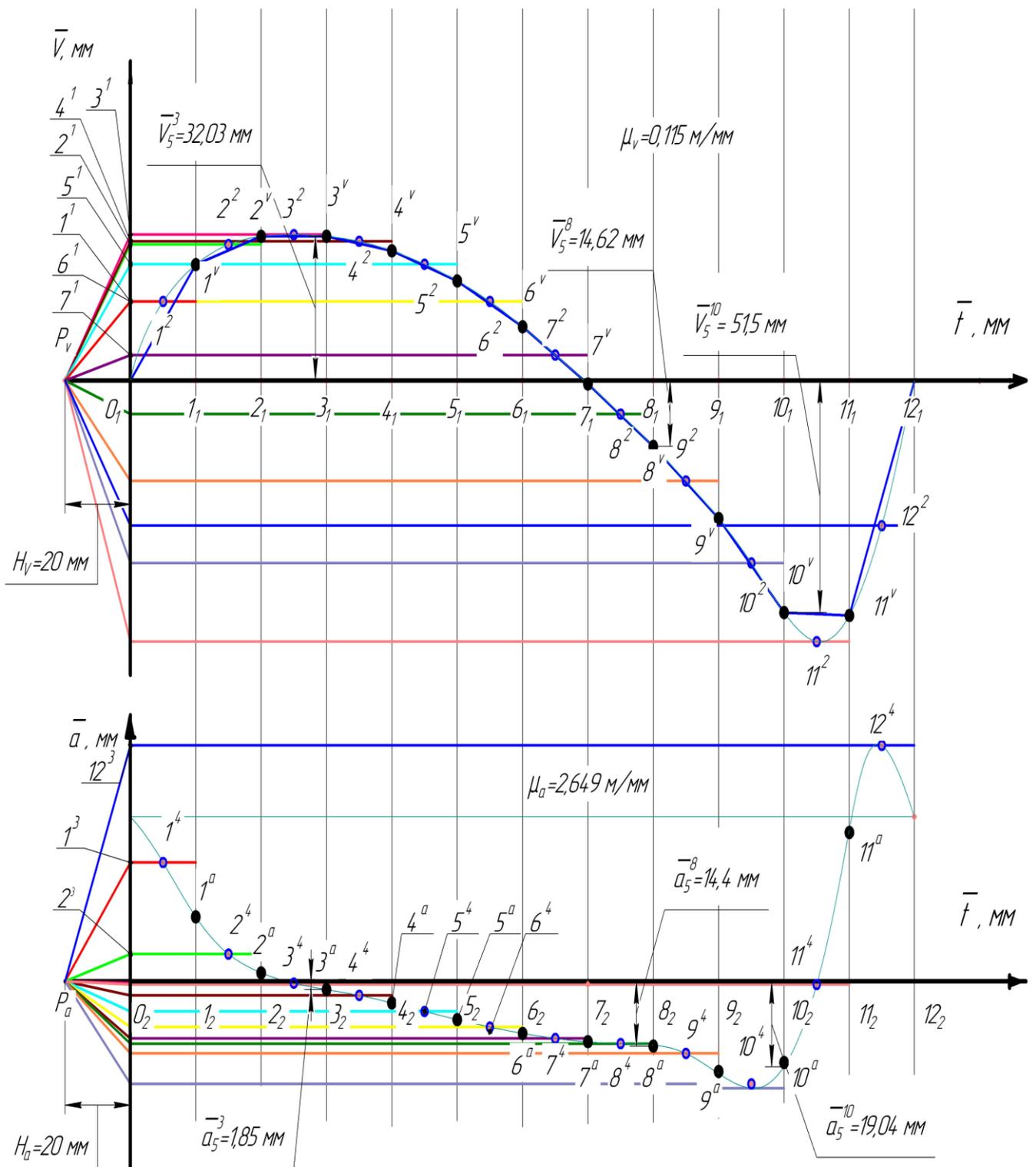


Рисунок 3.3 – Диаграммы скоростей и ускорений ползуна кулисного механизма

3.4 Сводные результаты графического дифференцирования

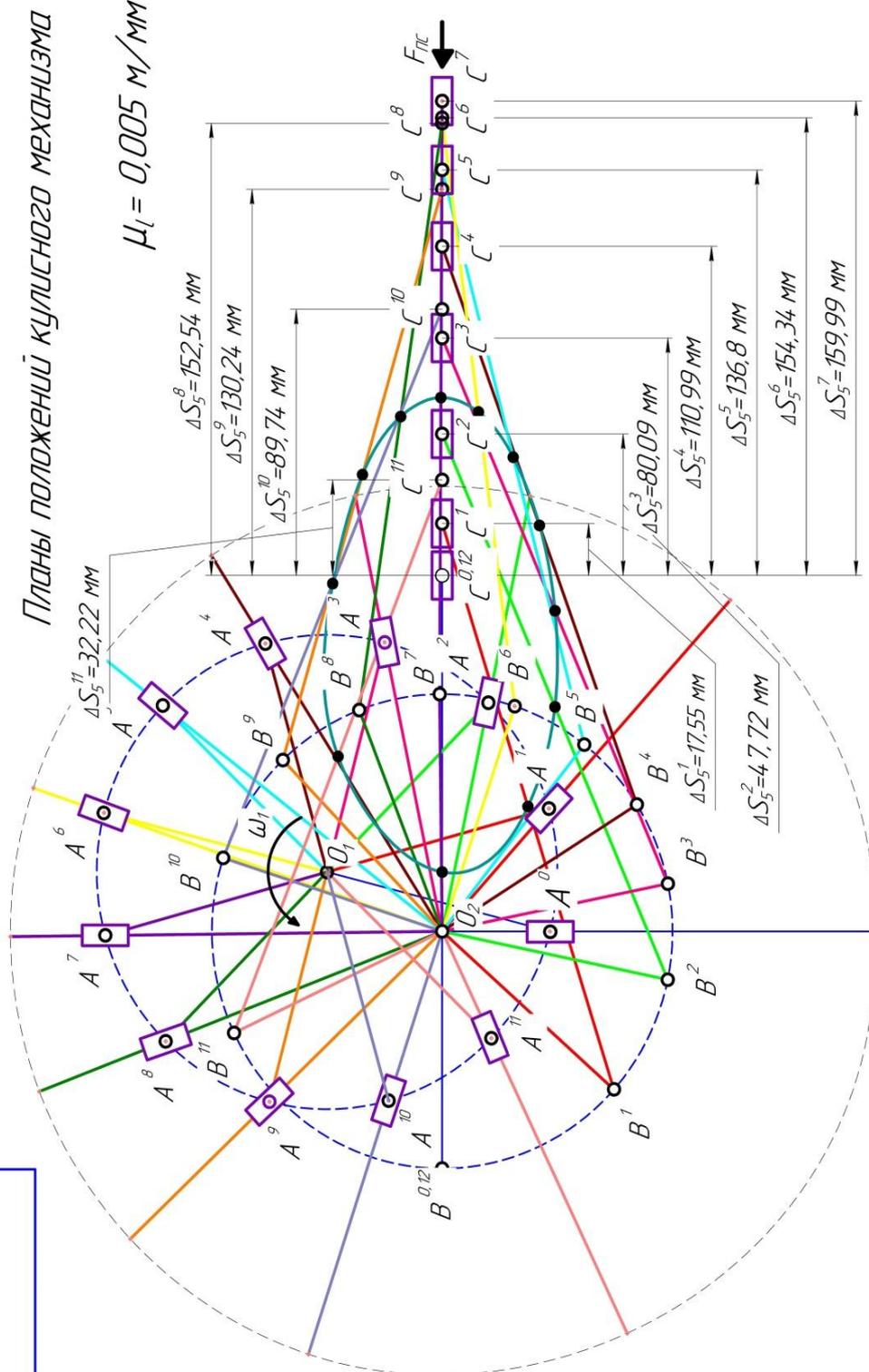
Все результаты графического дифференцирования сведены в таблицу 3.1, которая (вместе с рисунком 3.4) является частью формы отчета по этому методу кинематического анализа и проверочными данными для сравнения с результатами графоаналитического метода (метода планов). Разница в результатах двух методов должна быть не более 8 %.

Таблица 3.1 – Результаты расчета для двенадцати положений механизма

Поло- жение	$S_5, мм$	$V_5, м/с$	$a_5, м/с^2$
	$S_5 = \bar{S}_5 \cdot \mu_S$	$V_5 = \bar{V}_5 \cdot \mu_V$	$a_5 = \bar{a}_5 \cdot \mu_a$
0	0	0	$36,51 \cdot 2,649 = 96,71$
1	$17,55 \cdot 0,005 = 0,087$	$25,72 \cdot 0,115 = 2,957$	$14,21 \cdot 2,649 = 37,64$
2	$47,72 \cdot 0,005 = 0,238$	$32 \cdot 0,115 = 3,68$	$1,85 \cdot 2,649 = 4,9$
3	$80,09 \cdot 0,005 = 0,4$	$35,02 \cdot 0,115 = 4,027$	$1,84 \cdot 2,649 = 4,87$
4	$110,9 \cdot 0,005 = 0,554$	$28,78 \cdot 0,115 = 3,309$	$4,81 \cdot 2,649 = 12,74$
5	$136,8 \cdot 0,005 = 0,684$	$22,1 \cdot 0,115 = 2,541$	$8,52 \cdot 2,649 = 22,56$
6	$154,34 \cdot 0,005 = 0,77$	$11,92 \cdot 0,115 = 1,37$	$11,62 \cdot 2,649 = 30,78$
7	$159,99 \cdot 0,005 = 0,8$	$0,77 \cdot 0,115 = 0,08855$	$13,39 \cdot 2,649 = 35,47$
8	$152,54 \cdot 0,005 = 0,76$	$14,62 \cdot 0,115 = 1,6813$	$14,4 \cdot 2,649 = 38,14$
9	$130,24 \cdot 0,005 = 0,65$	$30,61 \cdot 0,115 = 3,52$	$19,05 \cdot 2,649 = 50,46$
10	$89,74 \cdot 0,005 = 0,448$	$51,5 \cdot 0,115 = 5,92$	$19,04 \cdot 2,649 = 50,44$
11	$32,22 \cdot 0,005 = 0,161$	$52,15 \cdot 0,115 = 5,99$	$31,6 \cdot 2,649 = 83,7$
12	0	0	$36,51 \cdot 2,649 = 96,71$

Планы положений кулисного механизма

$$\mu_1 = 0,005 \text{ м/мм}$$



Инд. № подл.	Подп. и дата	Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инд. №	Инд. № подл.	Инд. № подл.	Подп. и дата
Лист № подл.	Лист № подл.	Лист № подл.	Лист № подл.
Взам. инд. №	Инд. № подл.	Инд. № подл.	Подп. и дата

Имя/Ист.	№ докум.	Лист	Дата
Разраб.			
Проб.			
Текст.			
Исполн.			
Упр.			
Лист	Масса	Масштаб	
1		1:1	
Лист		Листов	1

Копирован формат А3

Рисунок 3.4 – Двенадцать планов положений кулисного механизма

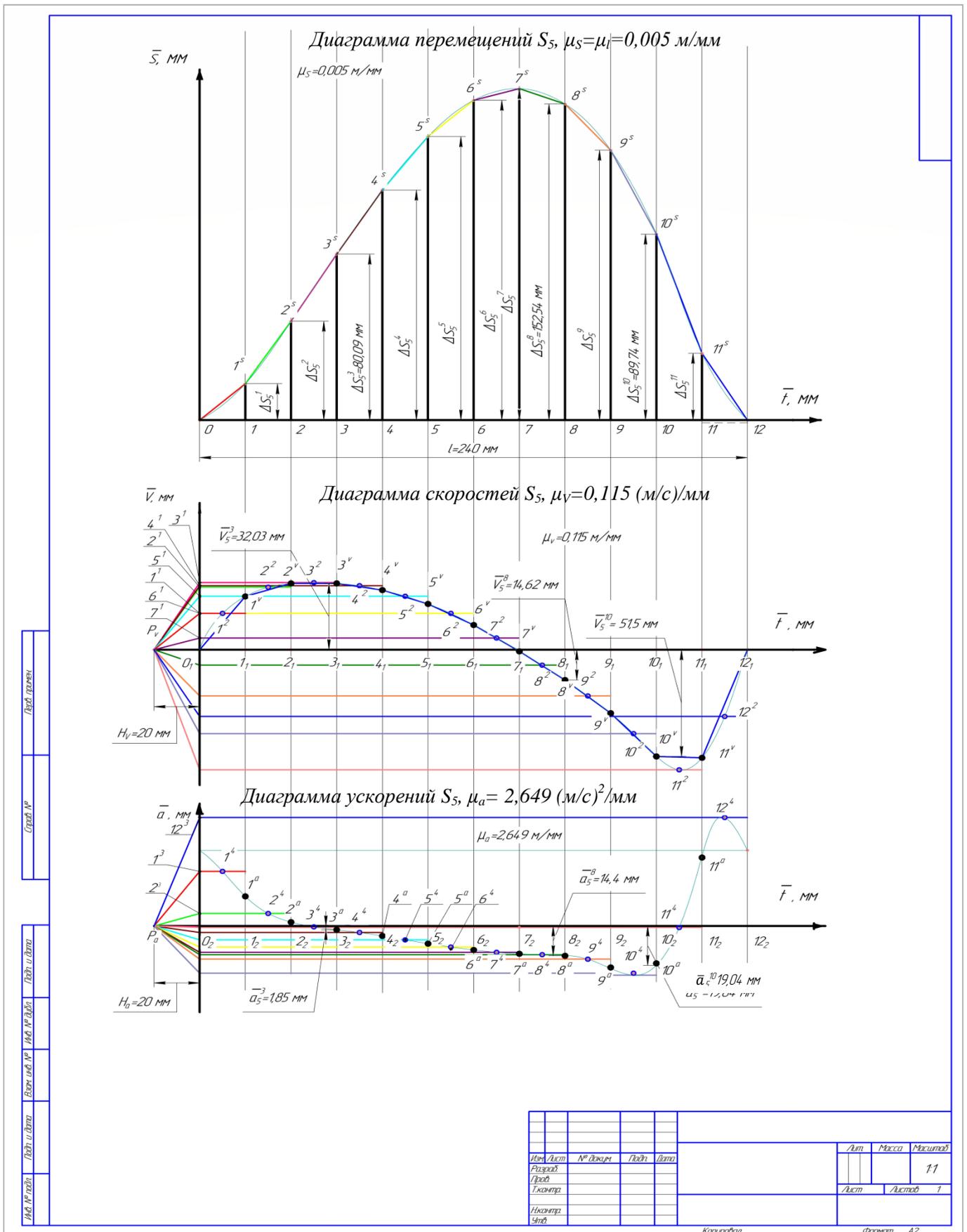


Рисунок 3.5 – Диаграммы перемещений, скоростей и ускорений кулисного механизма (вариант оформления листа чертежа)

4 Вопросы для самопроверки

- 1 Звено – это...
- 2 Деталью машины называют ...
- 3 Механизм – это совокупность ...
- 4 Машиной называется механизм для преобразования:
- 5 Кривошип – это звено, ...
- 6 Ползуном называют звено, ...
- 7 Звено, являющееся подвижной направляющей для ползуна называется...
- 8 Шатуном называют звено, ...
- 9 Наиболее точным при определении скоростей и ускорений звеньев механизма, является ... метод.
- 10 В графическом методе определения скоростей и ускорений звеньев механизма, основой является ...
- 11 За нулевое положение механизма принимается ...
- 12 Метод кинематических диаграмм – это ...
- 13 Метод построения планов скоростей и ускорений базируется на ...
- 14 Схема, необходимая для построения плана скоростей – ...
- 15 Механизмы, преобразующие вид движения:
- 16 Звено, движения которого должно быть известно заранее, для определения движения остальных звеньев механизма называется ...
- 17 Окружность, которую описывает мгновенный центр вращения кривошипа называют ...
- 18 Периодическое движение характеризуются ...
- 19 Угловая скорость – это ...
- 20 Угловое ускорение – это ...
- 21 Линейное ускорение – это ...

Список использованных источников

- 1 Клещарева, Г.А. Структурный анализ рычажных механизмов : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2018. – 29 с.
- 2 Ефанов, А.М. Курс теории механизмов и машин : учебное пособие для студентов вечерней и заочной форм обучения / А.М. Ефанов, С.А. Ефанов. – Оренбург : ОГУ, 2000. – 148 с.
- 3 Ефанов, А.М. Теория механизмов и машин : учебное пособие / А.И. Ефанов, В.П. Ковалевский. – ИПК ГОУ ОГУ, 2006. – 267 с.
- 4 Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 638 с.
- 5 Левитский, Н.И. Теория механизмов и машин / Н.И. Левитский. – М. : Наука, 1979. – 576 с.
- 6 Фролов, К. В. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов. – М. : Высшая школа, 1999. – 496 с.
- 7 Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С.А. Попов. – М. : Высшая школа, 1986. – 250 с.