

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Казанский государственный аграрный университет»

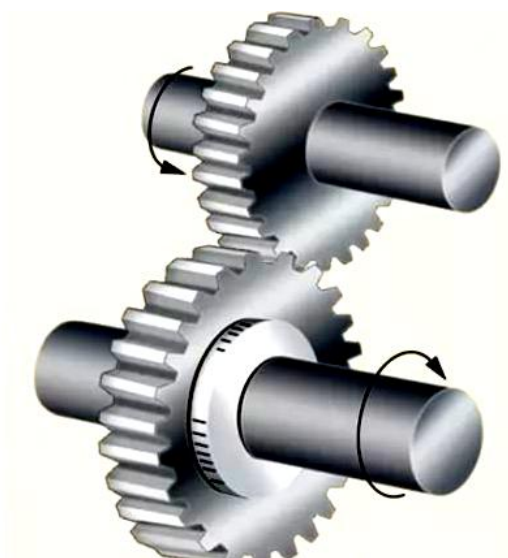
Институт механизации и технического сервиса

Кафедра общепрофессиональных дисциплин

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

для студентов очной и заочной формы обучения
по направлениям подготовки:
35.03.06 - «Агроинженерия»,
23.03.03 - «Эксплуатация транспортно -
технологических машин и комплексов»,
20.03.01 «Техносферная безопасность»,
44.03.04 - «Профессиональное обучение»,
23.05.01 – «Наземные транспортно-технологические средства»



Казань, 2020

УДК 808.2

ББК 141.2-7

Составители: Яхин С.М., Пикмуллин Г.В., Мудров А.П., Гургенидзе З.Д.

Рецензенты:

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация и ремонт машин» ФГБОУ ВО Казанский ГАУ Шайхутдинов Р.Р.

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение и инженерная графика» КНИТУ-КАИ Роцин В.В.

Методические указания и контрольные задания по теории механизмов и машин обсуждены и рекомендованы к печати на заседании кафедры общепрофессиональных дисциплин Казанского ГАУ (25.02.2020 года, протокол №9) и заседании методической комиссии Института механизации и технического сервиса Казанского ГАУ протокол № 5 от 27.02.2020 г.

Яхин С.М. Методические указания и контрольные задания по теории механизмов и машин /С.М. Яхин, Г.В. Пикмуллин, А.П. Мудров, З.Д. Гургенидзе// - Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2020. - 20с.

Методические указания и контрольные задания по теории механизмов и машин предназначены для студентов по направлениям подготовки: 35.03.06 «Агроинженерия», 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», 20.03.01 «Техносферная безопасность», 44.03.04 - «Профессиональное обучение» и 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства».

УДК 621.01

ББК 018

©Казанский государственный аграрный университет, 2020 г.

ВВЕДЕНИЕ

Основной целью изучения дисциплины «Теория механизмов и машин» является приобретение теоретических знаний общих свойств большого разнообразия механизмов, входящих в состав машин, применяемых в сельскохозяйственном и другом производстве.

Самостоятельное решение задач, поставленных в контрольной работе по теории механизмов и машин, закрепляет теоретические знания и способствует лучшему усвоению дисциплины и использованию теории на практике.

Настоящая методическая разработка содержит задачи для выполнения контрольной работы и соответствует программе по дисциплине «Теория механизмов и машин» для инженерно-технических специальностей высших учебных заведений.

СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЁМ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Контрольная работа включает в себя задачи:

1. Структурный анализ плоского рычажного механизма;
2. Кинематический анализ плоского рычажного механизма.

При определении некоторых параметров исходных данных для решения задач следует учитывать величину коэффициента N , размерность которого совпадает с размерностью определяемого параметра исходных данных. Величина коэффициента N зависит от года поступления студента в институт и выбирается из таблицы 1.

Таблица 1 - Значения коэффициента N

Год поступления	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Значение N	11	12	13	14	15	16	17	18	19	10

Выбор номера варианта задач контрольной работы производится по двум последним цифрам условного шифра, т. е. номера зачётной книжки студента.

ЗАДАЧА 1 СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

1.1 Исходные данные

В качестве исходных данных предлагаются структурные схемы плоских рычажных механизмов, изображённые на рисунке 1.1. Выбор номера варианта схемы механизма следует производить по *последней цифре* номера зачётной книжки студента.

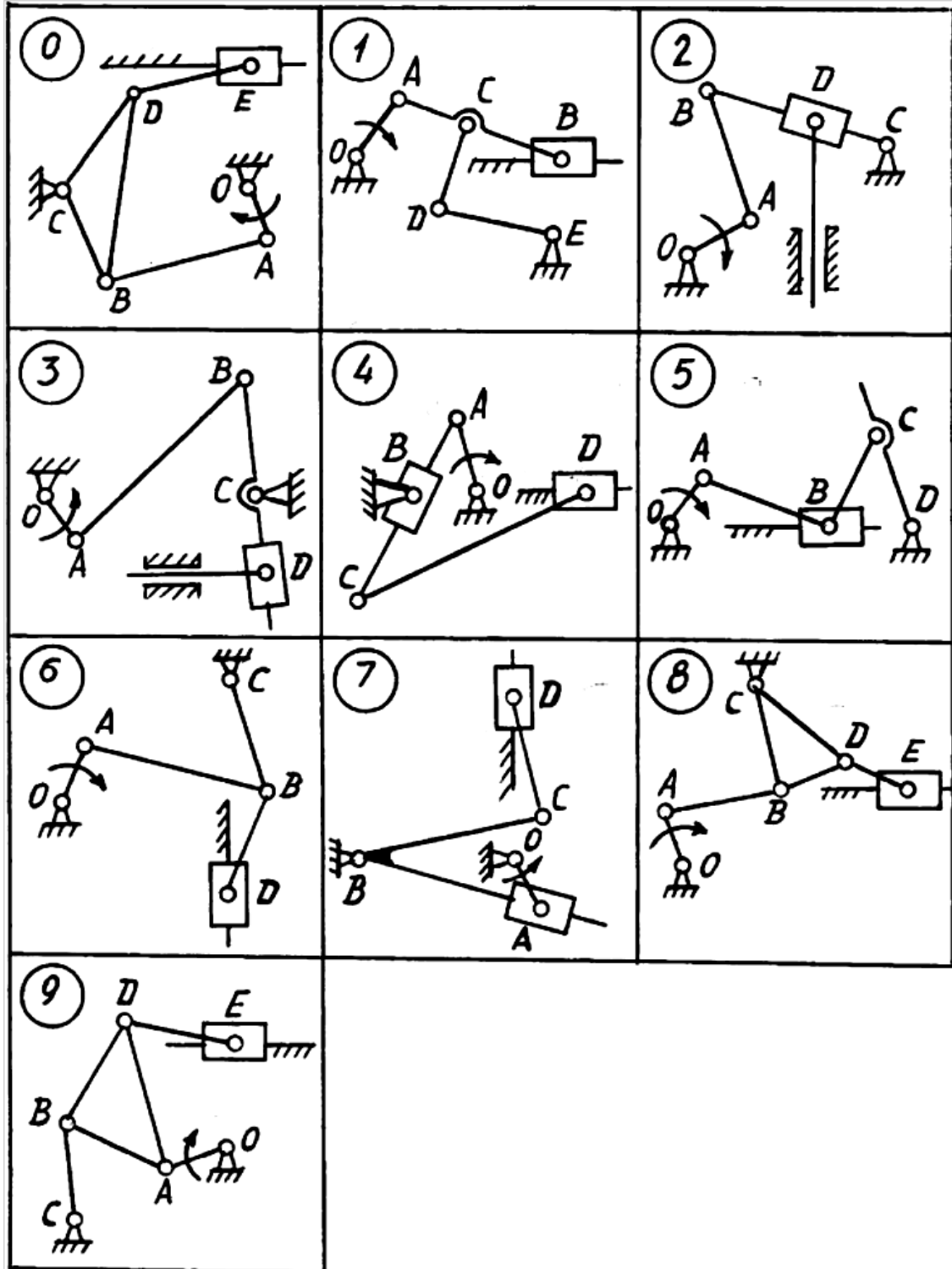


Рисунок 1.1 - Варианты структурных схем плоских рычажных механизмов к задаче 1

1.2 Необходимо выполнить следующее:

1. Ознакомиться с заданной схемой механизма, выявить стойку, входное, выходное и промежуточные звенья. Изобразить структурную схему механизма без соблюдения масштаба, пронумеровать все звенья (стойку обозначить цифрой 0), обозначить все кинематические пары прописными буквами (*O, A, B, C...*);
2. Установить виды движения звеньев относительно стойки (абсолютные) и виды движения относительно друг друга. Составить таблицу кинематических пар, в которой указать номера звеньев, образующих каждую пару, название каждой пары и число её степеней свободы;
3. Найти число степеней свободы механизма по формуле П.Л. Чебышева;
4. Выделить начальное звено 1 и стойку 0, изобразив их отдельно;
5. Оставшуюся кинематическую цепь разложить на структурные группы (группы Ассура), изобразив их отдельно. Указать класс и вид каждой структурной группы.

1.3 Методические указания к выполнению задачи 1

Рассмотрим основные термины.

Звено механизма – твердое тело, входящее в состав механизма. Звено может содержать одну или несколько деталей, соединенных жестко между собой.

Стойка – неподвижное звено механизма.

Входное звено – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев.

Выходное звено – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм.

Кинематическая пара – соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.

Элемент кинематической пары – совокупность поверхностей, линий и отдельных точек звена, по которым оно соприкасается с другим звеном.

В высших кинематических парах элементом соприкосновения является **линия или точка**.

В низших кинематических парах элементом соприкосновения является **поверхность**.

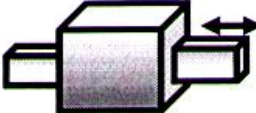
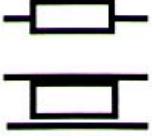
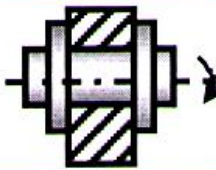





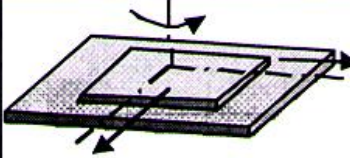
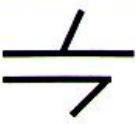


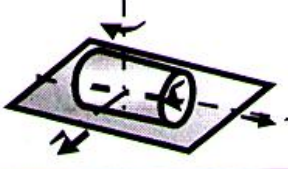



Число степеней свободы механической системы называется число независимых параметров, определяющих положение системы.

По числу степеней свободы в относительном движении звеньев кинематические пары делятся на одно-, двух-, трех-, четырех и пятиподвижные, которые налагают на относительное движение звеньев

соответственно пять, четыре, три, две и одну связь. Изображения и характеристики некоторых кинематических пар приведены в таблице 1.1.

В плоских механизмах траектории движения точек всех звеньев находятся в параллельных плоскостях. В противном случае механизм является **пространственным**.

Таблица 1.1 - Виды кинематических пар

Название	Конструктивное изображение	Условное изображение.	Число степеней свободы	Число связей
Поступательная			1	5
Вращательная			1	5
Цилиндрическая			2	4
Сферическая с пальцем			2	4
Плоскостная			3	3
Сферическая			3	3
Цилиндр – плоскость			4	2
Шар – плоскость			5	1

Число степеней свободы пространственного механизма без избыточных связей определяют по формуле А.П. Малышева:

$$W = 6 - n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5, \quad (1.1)$$

где n - число подвижных звеньев;

p_1 - число одноподвижных кинематических пар;

p_2 - число двухподвижных кинематических пар;

p_3 - число трёхподвижных кинематических пар;

p_4 - число четырёхподвижных кинематических пар;

p_5 - число пятиподвижных кинематических пар.

Число степеней свободы плоского механизма определяют по формуле П.Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2. \quad (1.2)$$

Рычажные механизмы содержат только низшие кинематические пары.

В состав рычажных механизмов могут входить следующие звенья.

Кривошип - звено, которое может совершать полный оборот вокруг стойки.

Коромысло - звено, образующее вращательную пару со стойкой и не способное проворачиваться на полный оборот.

Шатун - звено, не входящее в кинематическую пару со стойкой.

Ползун - звено, образующее поступательную пару со стойкой.

При изображении механизма на чертеже применяют **структурную схему** с использованием условных изображений звеньев без соблюдения их размеров и **кинематическую схему** с соблюдением размеров звеньев, необходимых для кинематического исследования. На рисунке 1.2 приведён пример структурной схемы механизма качающегося конвейера с указанием названий звеньев.

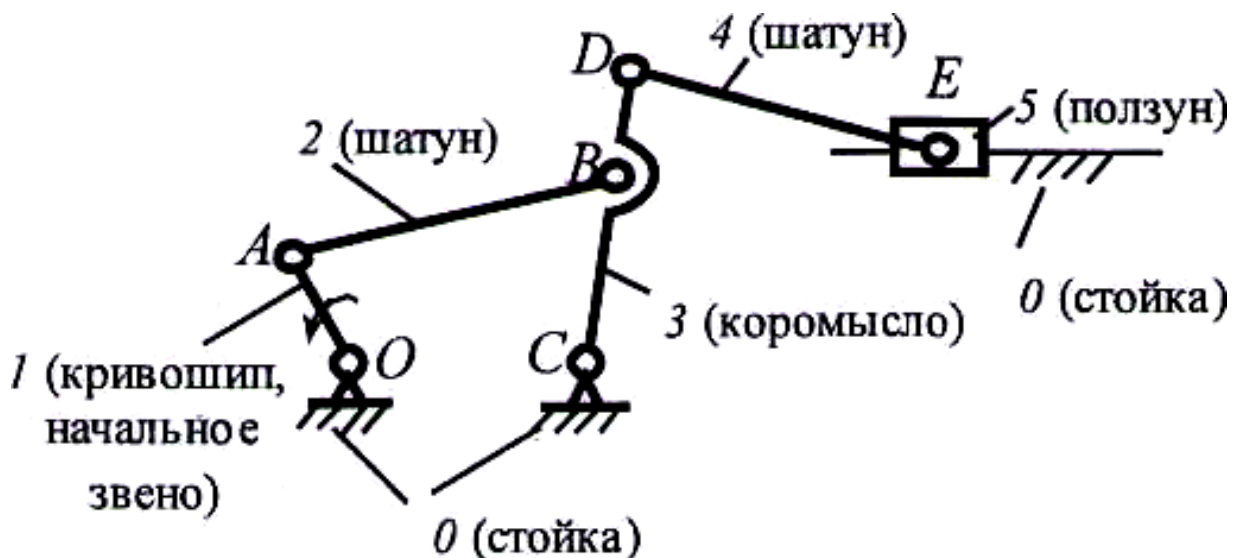


Рисунок 1.2 - Механизм качающегося конвейера

Обобщенными координатами механизма называют независимые между собой координаты (угловые или линейные), определяющие положения всех звеньев механизма относительно стойки.

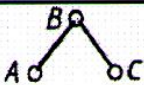
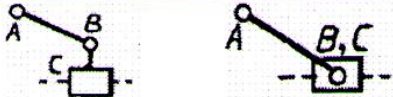
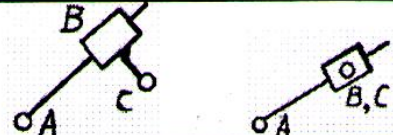

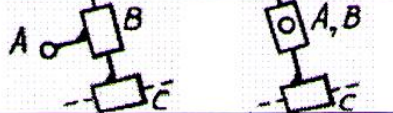




Начальным звеном механизма называется звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат.

Структурной группой (группой Ассура) называется элементарная кинематическая цепь, число степеней свободы которой относительно элементов её внешних кинематических пар равно нулю.

Образование сложных плоских рычажных механизмов осуществляется путем присоединения к начальному звену и стойке одной или нескольких структурных групп (принцип Ассура).

Структурные группы делятся между собой на **классы**. В таблице 1.2 показаны пять видов структурной группы второго класса и некоторые виды структурных групп третьего и четвертого классов.

Таблица 1.2 - Классификация структурных групп

Класс	Вид	Схема	Число звеньев	Число пар
2	1		2	3
	2		2	3
	3		2	3
	4		2	3
	5		2	3
3	111		4	6
	112		4	6
4	B2-2B		4	6
	B2-2П		4	6

Класс механизма определяется наивысшим классом структурной группы, входящей в его состав.

1.4 Пример выполнения задачи 1

Пример выполнения задачи 1 приведён на рисунке 1.3.

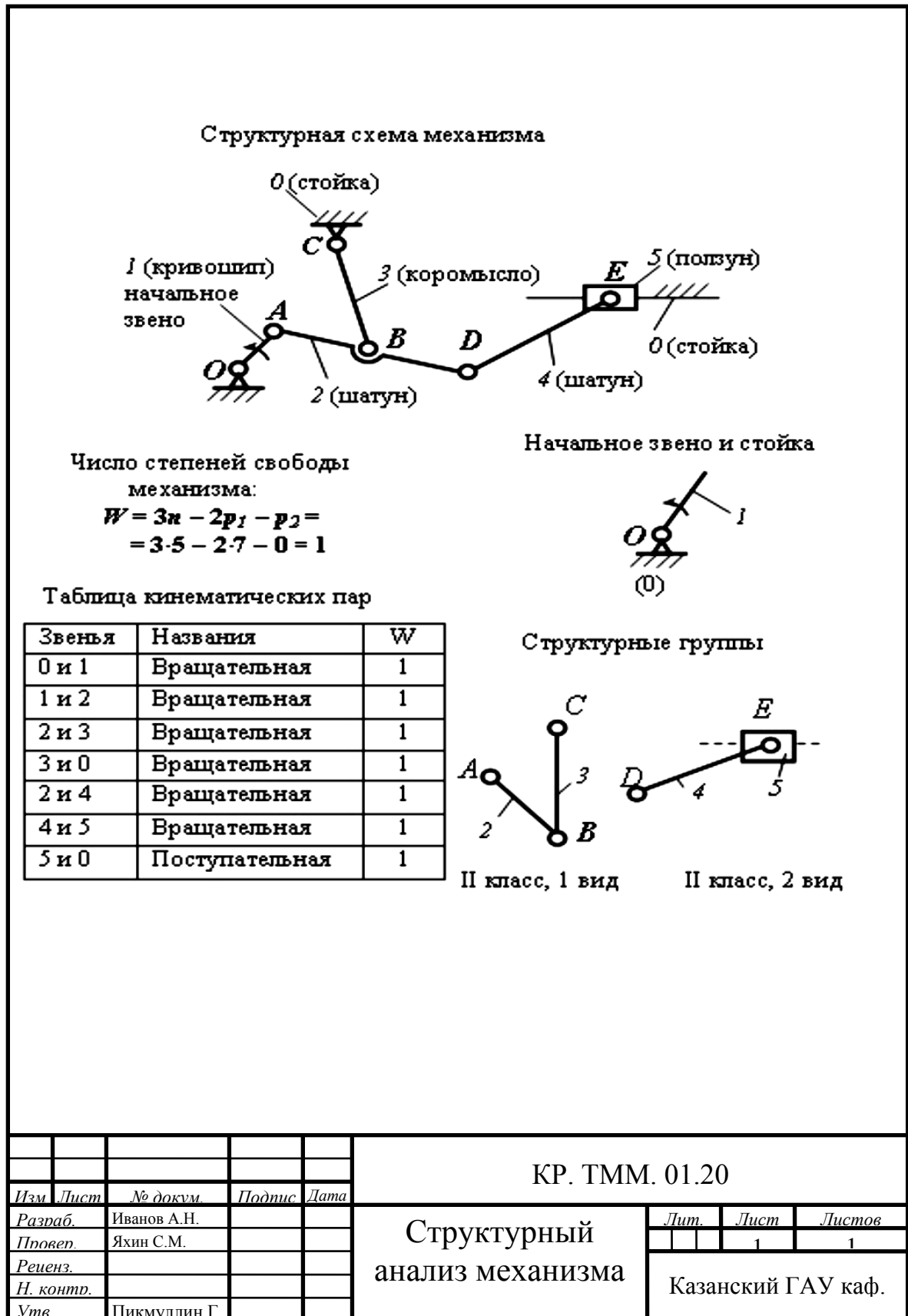


Рисунок 1.3 - Пример выполнения задачи 1

ЗАДАЧА 2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

2.1 Исходные данные:

1. Схема кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания представлена на рисунке 2.1. Звенья механизма обозначены следующим образом: 1 – кривошип OA ; 2 – шатун AB ; 3 – ползун. Крайние положения ползуна обозначены B_0 и B_6 ;

2. Параметры кинематической схемы механизма приведены в таблице 2.1;

3. Угловая координата φ_1 , определяющая положение начального звена OA в расчётном положении механизма, выбирается из таблицы 2.2 в зависимости от предпоследней цифры шифра. Направление угловой скорости ω начального звена 1 совпадает с указанным направлением роста угла φ_1 .

2.2 Необходимо выполнить следующее:

1. Произвести структурный анализ кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания, т.е. определить число подвижных звеньев, число кинематических пар, число степеней свободы механизма. Разбить механизм на начальное звено 1 со стойкой и структурную группу, образованную звеньями 2 и 3;

2. Определить размеры l_{OA} и l_{AB} звеньев механизма;

3. Построить три плана положения механизма, два из которых соответствуют нижнему и верхнему крайним положениям ползуна 3, и одно расчётное положение для заданного угла φ_1 ;

4. Определить величину средней угловой скорости ω кривошипа OA ;

5. Используя стандартные масштабы, построить для заданного угла φ_1 план скоростей и план ускорений механизма. Определить для расчётного положения механизма величины перемещения S_B , скорости V_B и ускорения a_B ползуна 3;

6. Используя аналитический метод, определить для 12-ти положений механизма перемещение S_B , скорость V_B и ускорение a_B точки B ползуна 3. Интервал изменения угла φ_1 при этом принять равным 30° . Включить определение параметров S_B , V_B , и a_B для расчётного положения механизма. Построить графики перемещения $S_B(\varphi_1)$, скорости $V_B(\varphi_1)$ и ускорения $a_B(\varphi_1)$ ползуна в зависимости от угла поворота кривошипа φ_1 ;

7. Сравнить между собой результаты определения перемещения S_B , скорости V_B и ускорения a_B точки B ползуна 3, найденные для расчётного положения механизма аналитическим и графическим методами.

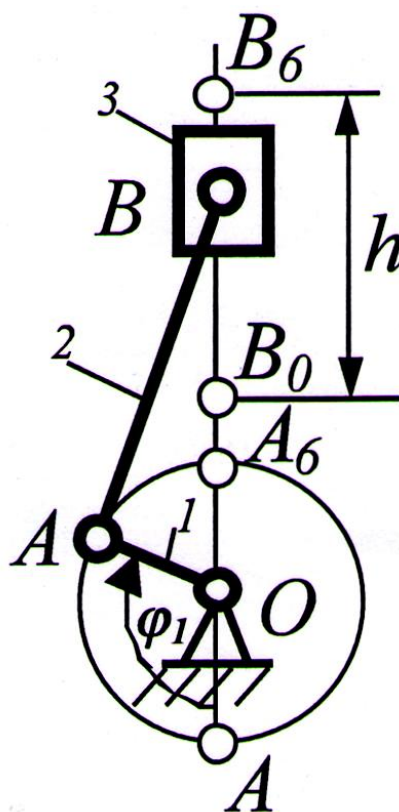


Рисунок 2.1 - Схема кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания

Таблица 2.1 - Варианты параметров механизма

Параметры механизма	Варианты задания (последняя цифра шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
h_0 , м	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
h , м	$h = h_0 + 0,001N$									
V_{cp} , м/с	9,50	9,00	8,50	8,00	7,50	7,00	6,50	6,00	5,50	5,00
λ	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,23	0,24	0,25	0,26

В таблице 2.1 приняты следующие обозначения параметров механизма:

h_0 - базовый ход ползуна;

h - ход ползуна;

N - величина, зависящая от года поступления в институт, выбирается из таблицы 1;

V_{cp} - средняя скорость ползуна;

$\lambda = l_{OA} / l_{AB}$ - отношение длины кривошипа l_{OA} к длине шатуна l_{AB} .

Таблица 2.2 - Варианты угловой координаты φ_1 механизма

Угловая координата	Варианты числовых значений (предпоследняя цифра шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ_1 , град.	30	45	60	120	135	150	210	240	300	330

2.3 Методические указания к выполнению задачи 2

Рассмотрим уравнения, связывающие скорости, а также ускорения точек звеньев плоского рычажного механизма для случая, при котором две точки A и B принадлежат одному звену и лежат на расстоянии l_{AB} друг от друга, как это показано на рисунке 2.2.

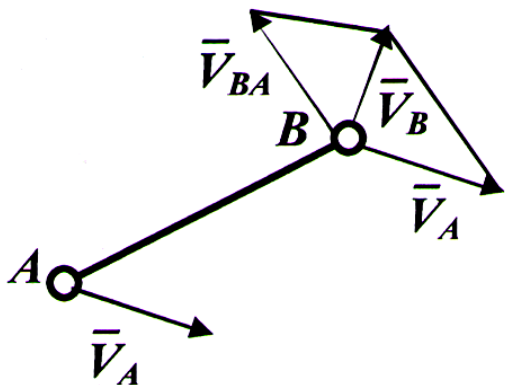


Рисунок 2.2 - Скорости точек A и B звена

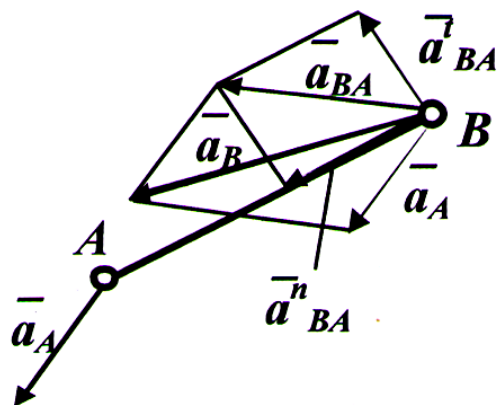


Рисунок 2.3 - Ускорения точек A и B звена

Движение звена AB можно разложить на переносное поступательное движение вместе с точкой A и относительное вращение звена вокруг точки A . Тогда скорость точки B можно определить векторной суммой:

$$V_B = V_A + V_{BA}, \quad (2.1)$$

где V_A – скорость точки A в переносном поступательном движении звена;

V_{BA} – скорость точки B при вращении звена вокруг точки A (направлена перпендикулярно AB).

Ускорение точки B определяется векторной суммой:

$$a_B = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^t, \quad (2.2)$$

где a_A – ускорение точки A ;

a_{BA}^n и a_{BA}^t – нормальное и тангенциальное ускорения точки B при вращении звена вокруг точки A (a_{BA}^n направлено от точки B к точке A , т.е. параллельно AB , a_{BA}^t – перпендикулярно AB).

Величина ускорения a_{BA}^n определяется формулой:

$$a_{BA}^n = V_{BA}^2 / l_{AB}. \quad (2.3)$$

Ускорения точек A и B звена показаны на рисунке 2.3.

2.4 Пример выполнения задачи 2

Кинематическая схема механизма двигателя внутреннего сгорания и другие графические построения изображены на рисунке 2.4.

Задача 2 Кинематический анализ механизма

Исходные данные:

- структурная схема механизма двигателя внутреннего сгорания;
- $N = 10$;
- базовый ход ползуна $h_0 = 0,09$ м;
- ход ползуна $h = h_0 + 0,001N = 0,09 + 0,001 \cdot 10 = 0,1$ м;
- средняя скорость ползуна $V_{cp} = 4$ м/с;
- отношение длины кривошипа l_{OA} к длине шатуна l_{AB} ; $\lambda = l_{OA} / l_{AB} = 0,33$;
- угол, определяющий положение начального звена OA механизма в расчётном положении $\varphi_1 = 120^\circ$.

Структурный анализ механизма

Число подвижных звеньев механизма $n = 3$. Это кривошип 1, шатун 2 и ползун 3.

Число одноподвижных кинематических пар в механизме $p_1 = 4$. Это кинематические пары, образованные звеньями 0 и 1, 1 и 2, 2 и 3, 3 и 0. Число двухподвижных кинематических пар $p_2 = 0$.

Определим число степеней свободы механизма по формуле Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Механизм состоит из начального звена 1, образующего вращательную кинематическую пару со стойкой, и структурной группы, содержащей звенья 2 и 3.

Кинематический анализ механизма

1. Определим длину кривошипа OA :

$$l_{OA} = h / 2 = 0,1 / 2 = 0,05 \text{ м.}$$

2. Определим длину шатуна AB :

$$l_{AB} = l_{OA} / \lambda = 0,05 / 0,33 = 0,15 \text{ м.}$$

3. Для построения планов положений механизма примем масштабный коэффициент: $\mu = l_{OA} / OA = 0,05 / 25 = 0,002$ м/мм,

где $OA = 25$ мм – принятая длина отрезка, изображающего на чертеже кривошип OA . (Длину отрезка OA рекомендуется выбирать так, чтобы масштабный коэффициент μ_l был равен стандартному значению).

4. Определим длину отрезка, изображающего на чертеже шатун AB :

$$AB = l_{AB} / \mu_l = 0,15 / 0,002 = 75 \text{ мм.}$$

5. Проведём окружность радиусом $OA = 25$ мм с центром в произвольно выбранной точке O . Проведём через точку O вертикальную направляющую движения ползуна ось y . Отметим на окружности точки A_0 и A_6 , соответствующие крайним положениям механизма. Под заданным углом $\varphi_1 = 120^\circ$ к оси y построим отрезок $OA = 25$ мм, изображающий кривошип 1.

Проведём дугу окружности радиусом $AB = 75$ мм с центром в точке A до пересечения с осью y . Точку пересечения этой окружности с осью y обозначим через B . Точка B определяет положение ползуна 3. Точки A и B соединим прямой линией. Отложив на оси y от точек A_0 и A_6 длину шатуна $AB = 75$ мм, получим точки B_0 и B_6 , которые определяют крайние положения ползуна 3. Расстояние от точки B_0 до точки B_6 равно ходу h ползуна с учётом масштаба. Полученная картина называется планом положений механизма. Выделим утолщенной линией положения звеньев, соответствующие заданному углу $\varphi_I = 120^\circ$.

6. Отметим на плане положений ход h ползуна и перемещение S_B точки B для заданного расчётного положения механизма.

7. Определим величину перемещения точки B в расчётном положении механизма:

$$S_B = B_0B \cdot \mu_l = 34 \cdot 0,002 = 0,068 \text{ м},$$

где B_0B - длина отрезка на плане положений механизма, мм.

8. Определим время одного оборота кривошипа OA :

$$t_{\text{об}} = 2 \cdot h / V_{cp} = 2 \cdot 0,1 / 4 = 0,05 \text{ с}.$$

9. Определим среднюю угловую скорость кривошипа OA :

$$\omega = 2\pi / t_{\text{об}} = 2 \cdot 3,14 / 0,05 = 125,6 \text{ рад/с}.$$

10. Определим скорость точки A :

$$V_A = l_{OA} \cdot \omega = 0,05 \cdot 125,6 = 6,28 \text{ м/с}.$$

11. Примем длину вектора pa , изображающего на чертеже скорость точки A , равной 62,8 мм. Тогда масштабный коэффициент для построения плана скоростей будет следующим:

$$\mu_V = V_A / pa = 6,28 / 62,8 = 0,1 \text{ (м/с)/мм}.$$

12. Построим план скоростей механизма для положения, соответствующего углу $\varphi_I = 120^\circ$.

Изобразим на чертеже вектор pa , направленный перпендикулярно отрезку OA , учитывая направление вращения звена 1. Точка p является полюсом плана скоростей. Поместим в полюс p точку o , соответствующую неподвижной точке O механизма.

Для нахождения скорости точки B составим векторное уравнение:

$$V_B = V_A + V_{BA},$$

где V_A - скорость точки A в поступательном движении звена 2 (направлена перпендикулярно OA с учётом направления вращения звена 1);

V_{BA} - скорость точки B при относительном вращении звена 2 вокруг точки A (направлена перпендикулярно AB).

Решим это векторное уравнение графически, выполнив на чертеже следующие построения. Проведём через точку a прямую линию α ,

перпендикулярную AB , и через полюс p – прямую β , параллельную оси y . Точка пересечения b прямых α и β даст конец вектора pb , изображающего скорость V_B .

Определим скорости точек механизма по величине:

$$V_B = pb \cdot \mu_v = 64 \cdot 0,1 = 6,4 \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = ba \cdot \mu_v = 29 \cdot 0,1 = 2,9 \text{ м/с};$$

где pb и ba – длины отрезков, измеренные на плане скоростей, мм.

13. Определим ускорение точки A . Так как по условию $\omega = \text{const}$, то

$$a_A = a_A^n = l_{OA} \omega^2 = 0,05 \cdot 125,6^2 = 789 \text{ м/с}^2.$$

Примем длину вектора pa , изображающего на чертеже ускорение точки A , равной 78,9 мм. Тогда масштабный коэффициент для построения плана ускорений будет следующим:

$$\mu_a = a_A / pa = 789 / 78,9 = 10 \text{ (м/с}^2\text{) / мм}.$$

Изобразим на чертеже вектор pa , направленный параллельно OA (при этом учитывая, что вектор a_A направлен от точки A к точке O). В полюс π плана ускорений поместим точку o , соответствующую неподвижной точке O механизма.

Для нахождения ускорения точки B составим векторное уравнение:

$$a_B = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^t,$$

где a_A – ускорение точки A ;

a_{BA}^n и a_{BA}^t – нормальное и касательное ускорения точки B при вращении звена 2 вокруг точки A . Вектор a_{BA}^n направлен от точки B к точке A , вектор a_{BA}^t направлен перпендикулярно AB .

Определим нормальное ускорение a_{BA}^n по величине:

$$a_{BA}^n = V_{BA}^2 / l_{AB} = 2,92^2 / 0,15 = 56 \text{ м/с}^2.$$

Определим длину вектора an , изображающего на плане ускорений a_{BA}^n :

$$an = a_{BA}^n / \mu_a = 56 / 10 = 5,6 \text{ мм}.$$

Векторное уравнение, связывающее ускорения точек A и B , решим графически. На плане ускорений поместим в точку a начало вектора an , изображающего ускорение a_{BA}^n ($//BA$). Через точку n проведём перпендикулярно AB прямую линию α , по которой будет проходить вектор a_{BA}^t . Через полюс π проведём параллельно оси y прямую линию β . Точка пересечения прямых α и β даст точку b , которая является концом вектора pb , изображающего ускорение a_B точки B .

Определим ускорение точки B по величине:

$$a_B = pb \cdot \mu_a = 26 \cdot 10 = 260 \text{ м/с}^2,$$

где pb – длина отрезка на плане ускорений механизма, мм.

14. Выполним аналитическое определение перемещения S_B , скорости V_B и ускорения a_B точки B механизма по формулам:

$$S_B = l_{OA} (1 - \cos \varphi_1 - \sin^2 \varphi_1);$$

$$V_B = l_{OA} \omega (\sin \varphi_1 - \sin 2\varphi_1);$$

$$a_B = l_{OA} \omega^2 (\cos \varphi_1 - \lambda \cos 2\varphi_1).$$

Меняя значения угла φ_1 на интервале от 0° до 360° с шагом 30° , получим кинематические параметры для 12-ти положений механизма. Результаты вычислений внесём в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 - Результаты вычислений кинематических параметров механизма

№	φ_1 , град.	S_B		V_B		a_B	
		м	мм	м/с	мм	м/с ²	мм
0	0	0	0	0	0	528,4	26,4
1	30	0,005	2,50	2,24	22,4	552,9	27,6
2	60	0,019	9,50	4,54	45,4	524,5	26,2
3	90	0,042	21,0	6,28	62,8	260,3	13,0
4	120	0,069	34,5	6,33	63,3	- 264,2	- 13,2
5	150	0,091	45,5	4,03	40,3	- 813,2	- 46,5
6	180	0,100	50,0	0	0	- 104,9	- 52,5
7	210	0,091	45,5	- 4,03	- 40,3	- 813,2	- 46,5
8	240	0,069	34,5	- 6,33	- 63,3	- 264,2	-13,2
9	270	0,042	21,0	- 6,28	- 62,8	260,3	13,0
10	300	0,019	9,50	- 4,54	- 45,4	524,5	26,2
11	330	0,005	2,50	- 2,24	- 22,4	552,9	27,6

15. Сравним результаты определения перемещения S_B , скорости V_B и ускорения a_B точки B для расчётного положения механизма, полученные двумя методами.

Относительная разница вычислений Δ определяется по формуле

$$\Delta = \frac{P_{АН} - P_{ГР}}{P_{АН}} 100\%, \quad (2.4)$$

где $P_{АН}$ - величина параметра, найденного аналитическим методом;

$P_{ГР}$ - величина параметра, найденного графическим методом.

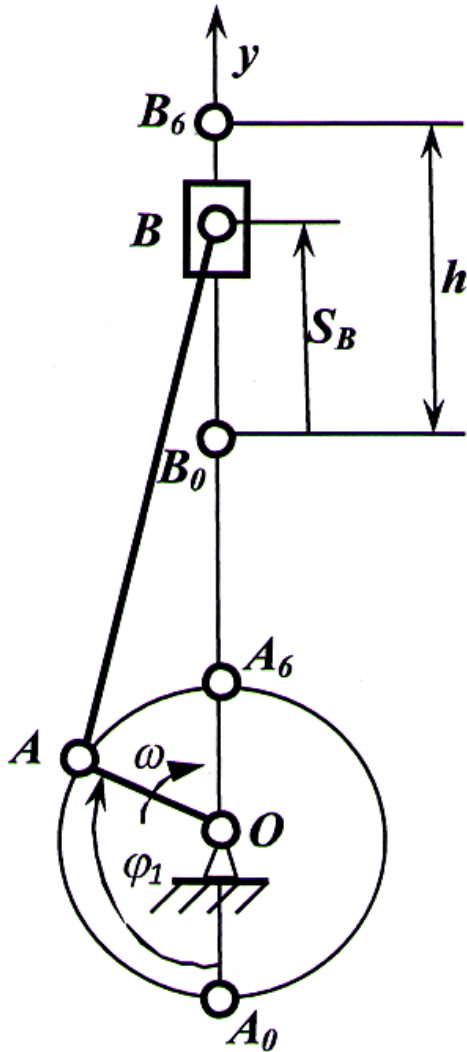
Результаты вычислений относительной разницы Δ кинематических параметров для расчётного положения механизма представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 - Кинематические параметры механизма для расчётного положения

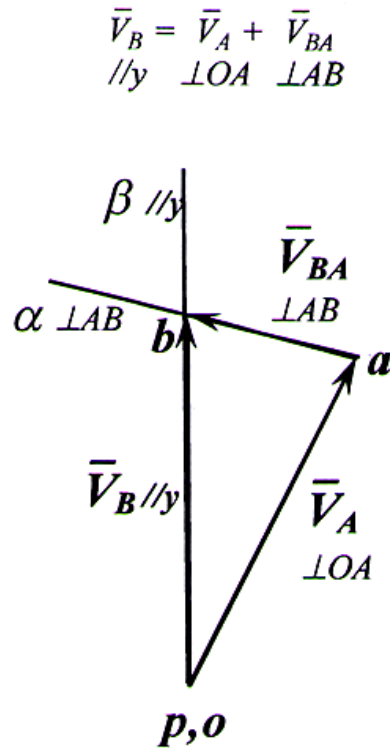
Кинематический параметр	Графический метод	Аналитический метод	Δ , % относительная разница
S_B , м	0,068	0,069	1,45
V_B , м/с	6,4	6,33	1,10
a_B , м/с ²	-260	-264	1,58

Как видно из таблицы 2.4, погрешность графического определения кинематических параметров не достигает допустимых 5%, что является удовлетворительным при проектировании механизмов.

План положений, $\mu_l = 0,002 \text{ м/мм}$



План скоростей, $\mu_v = 0,1 \text{ (м/с)/мм}$



План ускорений, $\mu_a = 10 \text{ (м/с}^2\text{)/мм}$

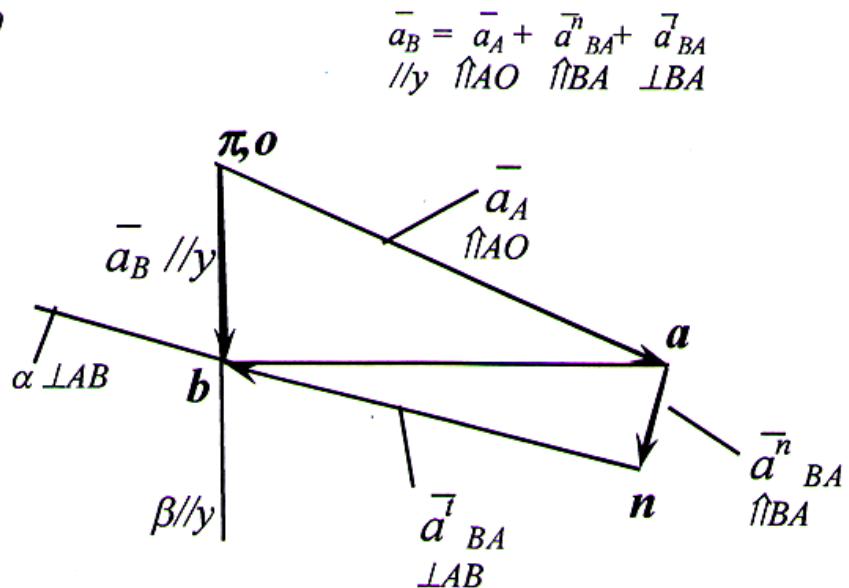


Рисунок 2.4 - Пример выполнения графической части задачи 2

16. Используя полученные в таблице 2.3 результаты вычислений, построим на чертеже график и движения ползуна механизма. Изобразим прямоугольную систему координат. По оси абсцисс будем откладывать угол φ , а по оси ординат перемещение $S_B(\varphi)$, скорость $V_B(\varphi)$ и ускорение $a_B(\varphi)$ точки B механизма. Длину абсциссы L , соответствующую одному обороту кривошипа OA , примем равной 120 мм. Тогда масштабный коэффициент μ_φ по оси абсцисс будет следующим:

$$\mu_\varphi = 360^\circ / L = 360 / 120 = 3 \text{ град./мм.}$$

Разобьём ось φ на 12 равных частей и отметим на ней точки $0, 1, 2 \dots 12$, соответствующие текущим значениям угла φ для 12-ти положений механизма.

Графики движения ползуна,

$\mu_\varphi = 3 \text{ град./мм, } \mu_s = 0,02 \text{ м/мм, } \mu_v = 0,1 \text{ (м/с)/мм, } \mu_a = 20 \text{ (м/с}^2\text{)/мм.}$

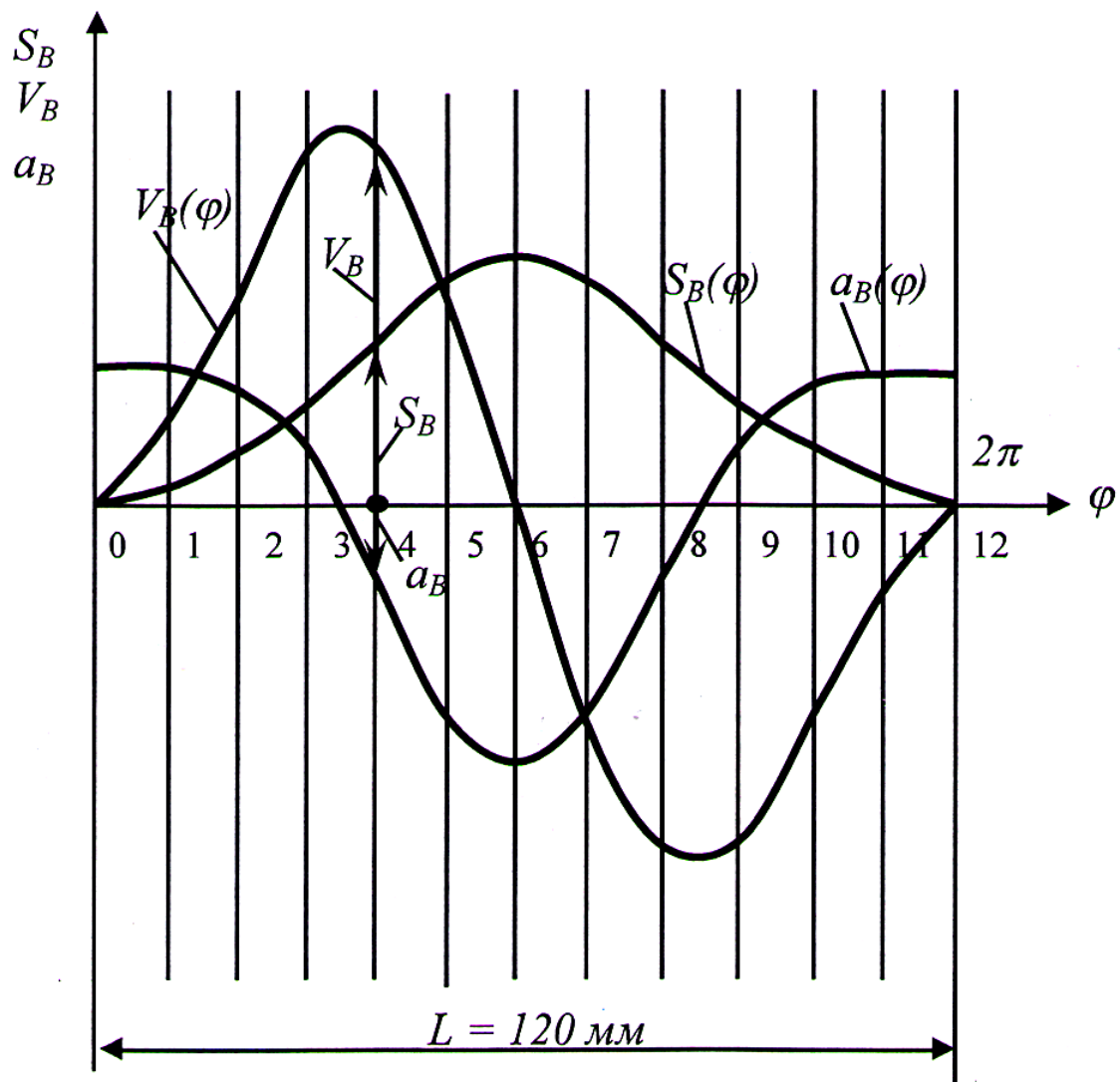


Рисунок 2.5 - Пример выполнения графической части задачи 2

Масштабные коэффициенты μ_S , μ_V и μ_a по оси ординат примем следующими:

$$\mu_S = 0,002 \text{ м/мм}; \quad \mu_V = 0,1 \text{ (м/с)/мм}; \quad \mu_a = 20 \text{ (м / с}^2\text{) / мм}.$$

Разделив каждую из величин параметров таблицы 2.3 на соответствующий масштабный коэффициент, построим графики перемещения $S_B(\varphi)$, скорости $V_B(\varphi)$ и ускорения $a_B(\varphi)$ точки B механизма.

Список литературы

Основная литература

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин /И.И. Артоболевский. - М.: Наука, 1988. - 639 с.
2. Коловский. М.З. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для студ. Высш. учеб. заведений /М.З. Коловский, А.Н. Евграфов, Ю.А.Семенов, А.В. Слоуш.-2-е изд., испр.-М.: Изд-кий центр Академия, 2008. – 560 с.
3. Левитская О.Н. Курс теории механизмов и машин. Учебник для вузов. / Левитская О.Н., Левитский Н.И. - М.: «Высшая школа», 2010. -269 с .
4. Чмиль, В.П. Теория механизмов и машин / В.П. Чмиль. - 1-е изд., стер. - Санкт-Петербург: Лань, 2016. ISBN 978-5-8114-1222-8
5. Чмиль, В.П. Теория механизмов и машин: учебно-методическое пособие / В.П. Чмиль. — 3-е изд., стер. - Санкт-Петербург: Лань, 2017.- 280 с.

Дополнительная литература

6. Тимофеев С.И. Теория механизмов и механика машин: учебное пособие / С.И.Тимофеев. - Ростов н/Д: Феникс, 2011. - 349 с: ил.
7. Теория механизмов и механика машин / под ред. К.В.Фролова. – М.: Высшая школа, 2005. – 496с.
8. Коровин Ю.В. Теория механизмов и машин. Казань: Изд-во Фэн, 2003. - 396 с.
9. Краткий словарь основных терминов и понятий по теории механизмов и машин / Новосиб. гос. аграр. ун-т, сост. Ю.И. Евдокимов. Новосибирск, 2011. - 17 с.

