

Задание 2

Механизм рычажный.

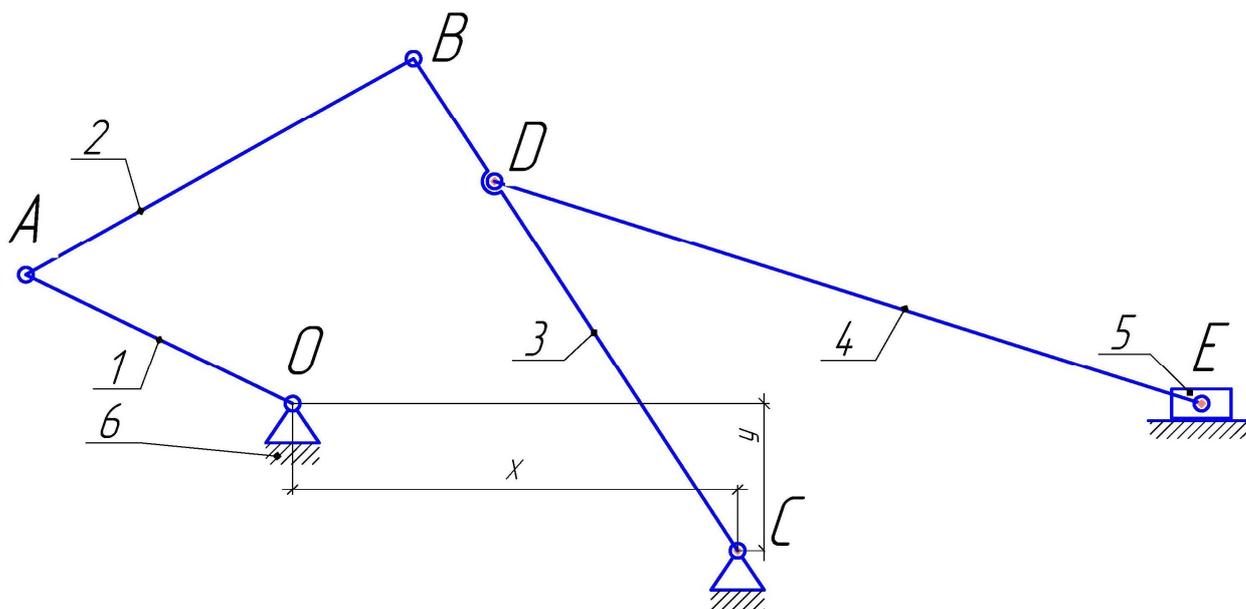


Рисунок 1:

1 – кривошип; 2 – толкатель; 3 – кулиса; 4 – шатун; 5 – ползун; 6- стойка.

Исходные данные:

Длина кривошипа, м	l_{OA}	0,1
Длина толкателя, м	l_{AB}	0,25
Длина кулисы, м	l_{BC}	0,3
Положение точки D, м	l_{BD}	0,1
Длина шатуна, м	l_{DE}	0,4
Координата X, м	x	0,4
Координата Y, м	y	0,2
Координата Y_1 , м	y_1	0,1
Число оборотов кривошипа 1, мин^{-1}	n_1	270

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<h3>Механизм рычажного агрегата</h3>	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Бородушкин Е.					2	40
Провер.		Несмиянов И.А.				ВолГАУ гр. Ит-23		
Реценз.								
Н. Контр.								
Утверд.								

Содержание

	Стр
Введение	4
1 Кинематическое исследование механизма	5
2 Кинематическое исследование зубчатого механизма.	17
3 Силовое исследование плоского механизма	24
4. Определение момента инерции маховика	32
Заключение	38
Список литературы	40

										Лист
										3
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Введение

Еще недавно методы синтеза и анализа механизмов базировались главным образом на графических приемах, так как они очень наглядно показывают суть разбираемого явления и давали относительно простое решение самых сложных задач. Аналитические же способы синтеза и анализа, связанные с необходимостью оперировать иногда очень громоздкими математическими выражениями, не могли при прежнем состоянии вычислительной техники быть реализованы на практике. Однако с развитием электронно-вычислительных машин эта трудность отпала, и аналитические приемы синтеза и анализа в курсе теории механизмов стали равноправными с графическими.

Механизмы составляют кинематическую основу машин и механических приборов. Поэтому они являются неотъемлемой составной частью машин-двигателей (турбин, двигателей внутреннего сгорания, ветродвигателей, электродвигателей и т. д.), а также рабочих машин (станков, полиграфических, текстильных, пищевых и счетных машин, кранов, конвейеров, насосов, компрессоров и т. д.). Механизмы входят в состав многих приборов, выполняющих функции контроля, управления, измерения и регулирования (гироскопы, регуляторы, реле, электроизмерительные приборы и т. д.). Широко применяются также и передаточные механизмы (различные редукторы, вариаторы, рычажные и другие передачи), связывающие отдельные машины и устройства в целые агрегаты. Работоспособность всей машины или всего прибора в целом в значительной степени зависит от правильности работы их механизмов.

									Лист
									4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

1 Кинематическое исследование механизма

1.1 Описание схемы механизма

Кинематическая схема механизма представлена на рисунке 1.

Звено OA совершает полный оборот вокруг оси, проходящей через точку O. Звенья AB и ED совершают сложные движения в плоскости. Звено E совершает поступательное движение.

1.2 Структурное исследование механизма

- Вычерчиваем структурную схему механизма (рисунок 1).
- Сложные и разнесенные кинематические пары отсутствуют.
- Классифицируем кинематические пары механизма (таблица 1).

Таблица 1 – Классификация кинематических пар

№	Номер звеньев, образующих кинематическую пару	Условное обозначение	Вид пары	Подвижность	Высшая/низшая	Способ замыкания (силовой/геометрический)
1	6-1		Вращ.	1	Н	Г
2	1-2		Вращ.	1	Н	Г
3	2-3		Вращ.	1	Н	Г
4	0-3		Вращ.	1	Н	Г
5	3-4		Вращ.	1	Н	Г
6	4-5		Вращ.	1	Н	Г
7	5-6		Пост.	1	Н	Г

Исследуемый механизм состоит только из одноподвижных кинематических пар ($p_1 = 7, p = 7$), где p_1 – число одноподвижных

кинематических пар в механизме, p – общее число кинематических пар в механизме.

Пронумеруем звенья механизма, при этом шестым звеном обозначим звено - стойка (условно неподвижное звено).

Определим подвижность механизма:

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

Где n' - количество подвижных звеньев;

p_5 - количество кинематических пар пятого класса;

p_4 - количество кинематических пар четвертого класса;

Таким образом, $p_5 = 7$, $p_4 = 0$. подставив эти значения в формулу получим:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

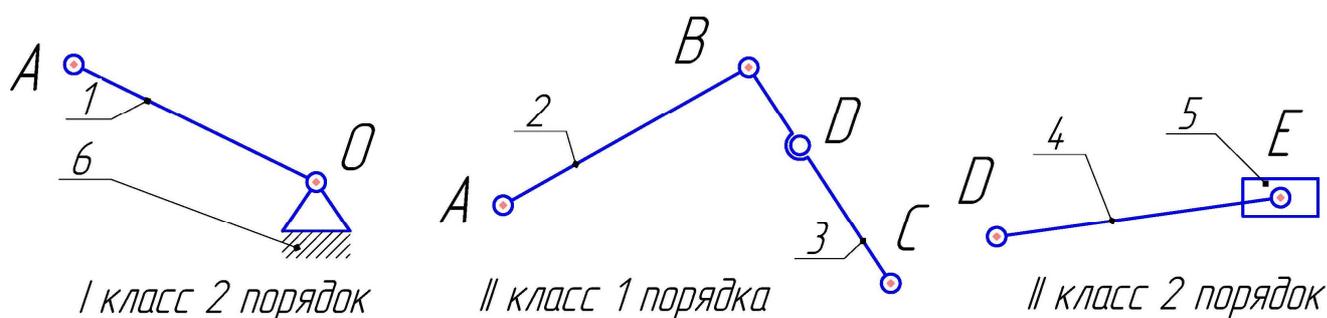


Рисунок 2. Классификация механизма

В качестве основного механизма выберем первое звено и стойку с соединяющей их кинематической парой, первая в порядке наложения группа Ассура -- звенья 2 и 3, вторая -- звенья 4 и 5.

Класс механизма определяется по наивысшему классу структурной компоненты входящей в состав механизма. Таким образом, класс механизма 2, так как в его состав входит структурная группа второго класса.

Формула строения механизма I (1)→II(2-3)→II(4-5).

1.3 Кинематическое исследование механизма

1.3.1 Построение кинематической схемы механизма

Масштабный коэффициент кинематической схемы определяется по формуле:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{0.1}{40} = 0.0025 \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right].$$

Выполняем построение кинематической схемы механизма в принятом масштабе длин по заданным размерам звеньев и параметров механизма.

Разбиваем траекторию движения кривошипа OA на 12 частей. В качестве нулевого положения механизма (от которого начинается отсчет движения) принимаем одно из крайних положений. С этого положения начинается рабочий ход механизма. Далее проводим построение методом засечек на траекториях движения каждой точки. После построения всего механизма в 12-ти положениях одно из положений звеньев механизма, положение, для которого выполняется силовой расчет, обводится более яркими линиями.

1.3.2 Построение планов скоростей

Определяем угловую скорость вращения кривошипа:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 270}{30} = 28,27 \text{ [рад/с]}$$

Определяем скорость точки A кривошипа OA:

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = 28,27 \cdot 0,1 = 2,827 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right].$$

Вектор скорости точки A перпендикулярен ведущему звену и направлен в сторону его вращения. Откладываем его из полюса в виде отрезка длиной $pa = 113,1$ мм в масштабе:

						Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\mu_v = \frac{V_A}{pa} = \frac{2,827}{113,1} = 0,025 \left[\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right].$$

Определяем скорости других точек механизма.

Для определения скорости точки В и точки Е составляем систему векторных уравнений:

$$\begin{cases} \overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}} \\ \overline{V_B} = \overline{V_C} + \overline{V_{BC}} \end{cases}; \begin{cases} \overline{V_E} = \overline{V_D} + \overline{V_{ED}} \\ \overline{V_E} = \overline{V_{E_0}} + \overline{V_{E-E_0}} \end{cases}$$

Таблица 2 – Сведения о скоростях

Вектор	Модуль	Направление	Отрезок на плане скоростей
\vec{V}_A	$\omega_1 \cdot l_{OA}$	$\perp OA$ в сторону ω_1	pva
\vec{V}_{BA}	Неизвестен	$\perp AB$ (звену 2)	ab
\vec{V}_{BC}	$\omega_3 \cdot l_{BC}$	$\perp BC$ в сторону ω_3	pvb
\vec{V}_C	0	-	-
\vec{V}_{DC}	$\omega_3 \cdot l_{DC}$	$\perp DC$ в сторону ω_3	pvd
\vec{V}_{ED}	Неизвестен	$\perp DE$ (звену 4)	de
\vec{V}_{E_0}	0	-	-
\vec{V}_{E-E_0}	// горизонтали	-	-

В этой системе векторных уравнений известны по модулю и направлению векторы абсолютных скоростей $\overline{V_A}$ и $\overline{V_{E_0}}$, $\overline{V_C}$ (скорость $\overline{V_A}$ была определена выше, а скорость $\overline{V_{E_0}}$, $\overline{V_C}$ равна нулю, т.к. точка принадлежит стойке, а следовательно, неподвижна). Векторы относительных

скоростей известны только по направлению. Вектор скорости \overline{V}_{BA} направлен перпендикулярно звену АВ, вектор скорости \overline{V}_{BC} направлен перпендикулярно звену ВС. Вектор скорости \overline{V}_{E-E_0} (определяющие линейную скорость ползуна Е по стойке) направлены вдоль цилиндра.

Построения выполняем в следующей последовательности.

В соответствии с первым векторным уравнением проводим вектор p_{VA} , перпендикулярно кривошипу ОА в сторону его вращения. Через конец этого вектора проводим прямую линию, перпендикулярную звену АВ (это линия вектора \overline{V}_{BA}). В соответствии со вторым векторным уравнением вектор \overline{V}_C обращается в точку, которую мы и откладываем в полюсе плана. Из этой точки, как из конца вектора, проводим прямую линию, перпендикулярно звену 3 (это линия вектора \overline{V}_{BC}). Точка пересечения ее с ранее проведенной прямой дает нам конец вектора абсолютной скорости точки В. \overline{V}_B . Начало его лежит в полюсе плана скоростей.

Таким образом, отрезок pb в масштабе определит значение линейной скорости точки В в каждом из положений звеньев механизма.

Аналогично строим план скоростей для точки Е. Система векторных уравнений при этом имеет вид:

$$\begin{cases} \overline{V}_E = \overline{V}_D + \overline{V}_{ED} \\ \overline{V}_E = \overline{V}_{E_0} + \overline{V}_{E-E_0} \end{cases}$$

Линейные скорости центров тяжести 2; 3; 4 звеньев определяются из пропорций:

$$\frac{AS_2}{AB} = \frac{as_2}{ab}; \quad \frac{BS_3}{CB} = \frac{bs_3}{cb}; \quad \frac{DS_4}{DE} = \frac{ds_4}{ed}.$$

1.3.4 Построение плана ускорений

Построение плана ускорений положения механизма.

Ускорение точки А определяется по формуле:

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 28,27^2 \cdot 0,1 = 79,94 \text{ [м/с}^2\text{]}.$$

Вектор ускорения точки А направлен параллельно ведущему звену 1 к центру его вращения, т.к. угловая скорость ω_1 есть величина постоянная, угловое ускорение звена 1 равно нулю, тангенциальная составляющая ускорения равна нулю, и ускорение a_A - нормальное ускорение.

Масштабный коэффициент для построения плана ускорений определяется по формуле:

$$\mu_a = \frac{a_A}{p_a a} = \frac{79,94}{159,9} \approx 0,5 \left[\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \right]$$

Для определения ускорений точек В и Е составляем системы векторных уравнений:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau; \\ \vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{BC}^n + \vec{a}_{BC}^\tau \end{cases};$$

$$\begin{cases} \vec{a}_E = \vec{a}_D + \vec{a}_{ED}^n + \vec{a}_{ED}^\tau \\ \vec{a}_E = \vec{a}_{E_0} + \vec{a}_{EE_0}^K + \vec{a}_{E-E_0}^r \end{cases}.$$

Рассмотрим вектора в каждой системе уравнений.

Нормальные ускорения определяются по формулам:

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{AB}; \quad a_{BC}^n = \frac{V_{BC}^2}{CB}; \quad a_{ED}^n = \frac{V_{ED}^2}{DE}.$$

Вектор нормального ускорения направлен параллельно соответствующему звену к центру его вращения.

Кориолисов ускорение $a_{EE_0}^K$ равно нулю, т.к. направляющая неподвижна, а соответственно угловая скорость стойки равна нулю.

Таблица 4 – Сведения о ускорениях

Вектор	Модуль	Направление	Отрезок на плане скоростей
\vec{a}_A	$\omega_1^2 \cdot l_{OA}$	от точки А к точке О	pa
\vec{a}_{BA}^n	$\omega_2^2 \cdot l_{AB}$	от точки В к точке А	$an2$
\vec{a}_{BA}^τ	Неизвестен	$\perp AB$ (звену 2)	$n2b$
\vec{a}_{BC}^n	$\omega_3^2 \cdot l_{CB}$	от точки В к точке С	$pn3$
\vec{a}_{BC}^τ	Неизвестен	$\perp AB$ (звену 2)	$n3b$
\vec{a}_{ED}^n	$\omega_4^2 \cdot l_{ED}$	от точки Е к точке D	$dn4$
\vec{a}_{ED}^τ	Неизвестен	$\perp ED$ (звену 4)	ne
$\vec{a}_{E-E_0}^r$	Неизвестен	// оси цилиндра	$paе$

Построение плана ускорений выполняем в следующей последовательности.

Из полюса p_a откладываем вектор ускорения точки А в виде отрезка pa длиной 159,9 мм. Вектор нормального ускорения \vec{a}_{BA}^n откладываем из конца вектора ускорения точки А. Вектор ускорения точки \vec{a}_C (оно равно нулю) откладываем в полюсе. Вектор нормального ускорения \vec{a}_{BC}^n откладываем из конца вектора ускорения точки С. Через концы векторов ускорений \vec{a}_{BA}^n и \vec{a}_{BC}^n проводим направления векторов ускорений \vec{a}_{BA}^τ ; \vec{a}_{BC}^τ . Точка пересечения этих линий даст нам вектор абсолютного ускорения точку В.

Аналогично строим план по второму уравнению.

Для 2-го положения

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{AB} = \frac{3,47^2}{0,25} = 48,22 \text{ м / с}^2; \quad a_{BC}^n = \frac{V_{BC}^2}{CB} = \frac{1,71^2}{0,3} = 9,72 \text{ м / с}^2;$$

$$a_{ED}^n = \frac{V_{ED}^2}{DE} = \frac{0,88^2}{0,4} = 1,91 \text{ м / с}^2$$

Для 10-го положения

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{AB} = \frac{1,75^2}{0,25} = 12,19 \text{ м / с}^2; \quad a_{BC}^n = \frac{V_{BC}^2}{CB} = \frac{3,94^2}{0,3} = 51,75 \text{ м / с}^2;$$

$$a_{ED}^n = \frac{V_{ED}^2}{DE} = \frac{1,6^2}{0,4} = 6,37 \text{ м / с}^2$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 5.

1.3.5 Определение угловых ускорений звеньев

Угловое ускорение первого звена равно нулю, т.к. кривошип вращается равномерно.

Угловые ускорения звеньев 2; 3; 4 для исследуемого положения звеньев механизма, определяются по формулам:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{AB}; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^\tau}{CB}; \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{ED}^\tau}{DE}$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 5.

Таблица 5 – Результаты кинематического исследования для планов ускорений

обоз.	разм.	пол. 2	пол. 10
pb	мм	43,76	114,6
bd	мм	14,59	38,2
n2b	мм	70,68	38,5
n3b	мм	39,2	49,2
n4e	мм	12,1	73,8
ps1	мм	79,9	79,9

1.4 Определение скорости и ускорений точки E методом кинематических диаграмм.

Определим время одного полного оборота кривошипа (первое звено):

$$t = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_1} = \frac{2 \cdot 3,14}{28,27} = 0,222 \text{ (с)}.$$

Используя найденные значения перемещения точки E, построим диаграмму изменения перемещения точки от времени, выберем при этом масштабные коэффициенты вдоль осей равными:

$$\mu_t = 0,00123 \frac{\text{с}}{\text{мм}}; \quad \mu_s = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Найдем производную от перемещения S по времени. Для этого проведем ось t и отметим на ней точки соответствующие 1, 2 и т. д. положениям в том же масштабе μ_t . Полученные отрезки разделим пополам и проведем вертикальные прямые. Далее отложим влево от начала координат вдоль оси отрезок $OP=32,43$ (мм) и получим полюс точку P . На диаграмме перемещения S, проведем хорду через точки первого и второго положений и совершим параллельный перенос ее в точку P . На пересечении полученной прямой и вертикальной оси найдем точку, из которой проведем горизонтальную прямую до пересечения ее с вертикальной прямой, проходящей через середину отрезка на оси времени при переходе из первого положения во второе. Для нахождения следующей точки проведем следующую хорду и перенесем ее параллельно в точку P , проделав аналогичные действия, получим следующую точку диаграммы скоростей и т. д. Соединим найденные точки плавной кривой, получим диаграмму скорости точки E. При этом масштабный коэффициент будет равен:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H_v} = \frac{0,001}{0,00123 \cdot 32,43} \approx 0,025 \left(\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right).$$

						Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Выполнив графическое дифференцирование диаграммы скоростей точки E определим диаграмму ускорений точки. Масштабный коэффициент при этом будет равен:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_a} = \frac{0,025}{0,00123 \cdot 40,54} \approx 0,5 \left(\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \right).$$

Используя построенные диаграммы скорости и ускорения выходного звена, определим их числовые значения. Например, для положения 2 и 10-го получим следующие значения:

2 положение:

$$V_E = H_{V_E} \cdot \mu_v = 27,07 \cdot 0,025 = 0,676 \text{ (м/с)};$$

$$a_E = H_{a_E} \cdot \mu_a = 21,3 \cdot 0,5 = 10,65 \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

10 положение:

$$V_E = H_{V_E} \cdot \mu_v = 73,09 \cdot 0,025 = 1,827 \text{ (м/с)};$$

$$a_E = H_{a_E} \cdot \mu_a = 13,18 \cdot 0,5 = 6,59 \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Сравнительный анализ метода планов и диаграмм

Определим погрешность метода планов в сравнении с методом диаграмм. Для этого сравним отклонение значения скоростей и ускорений выходного звена найденного с помощью разных методов. Для положения 2 и 10, получим следующие значения:

$$\Delta_{V_2} = \frac{V_E^{\text{план.}} - V_E^{\text{диаг.}}}{V_E^{\text{план.}}} \cdot 100\% = \frac{0,67 - 0,676}{0,67} \cdot 100\% = 0,89\%;$$

$$\Delta_{V_{10}} = \frac{1,86 - 1,827}{1,86} \cdot 100\% = 1,77\%;$$

$$\Delta_{a_2} = \frac{a_E^{\text{план.}} - a_E^{\text{диаг.}}}{a_E^{\text{план.}}} \cdot 100\% = \frac{11 - 10,65}{11} \cdot 100\% = 3,2\%;$$

$$\Delta_{a_{10}} = \frac{6,85 - 6,59}{6,85} \cdot 100\% = 3,8\%$$

						Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		