

Оглавление

I часть	4
Введение.....	4
Исходные данные.....	4
Структурный анализ.....	5
Геометрический анализ	6
Кинематический анализ	12
Графики функции положения и ее производных по обобщенной координате.....	24
Сравнение результатов расчетов, полученных разными методами	26
Выводы	26
II часть	27
Введение.....	27
Исходные данные.....	27
Определение задаваемых сил и сил инерции	28
Составление уравнений кинетостатики.....	29
Аналитическое решение уравнений кинетостатики	33
Графоаналитическое решение уравнений кинетостатики.....	38
Выводы	40
Список литературы	40

					ТММ 10.110	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

I часть

Введение

Необходимо произвести кинематический и силовой анализ рычажного механизма пятизвенного пресса, схема которого изображена на рисунке 1.

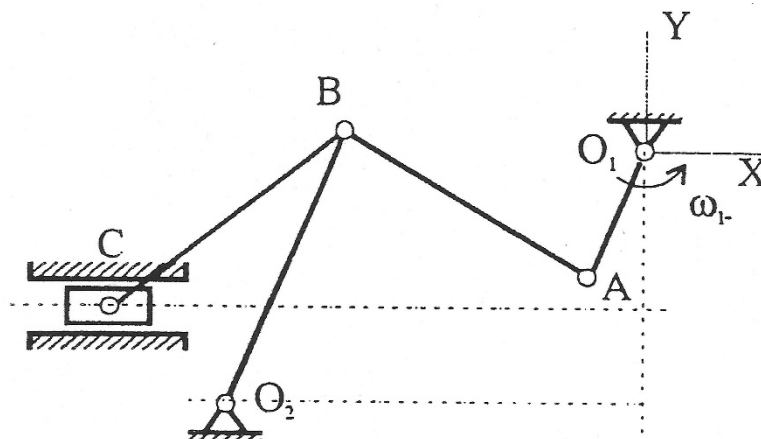


Рисунок 1

Исходные данные

Механизм, расчет и анализ которого необходимо произвести, а также исходные данные представлены ниже на рисунке 2.

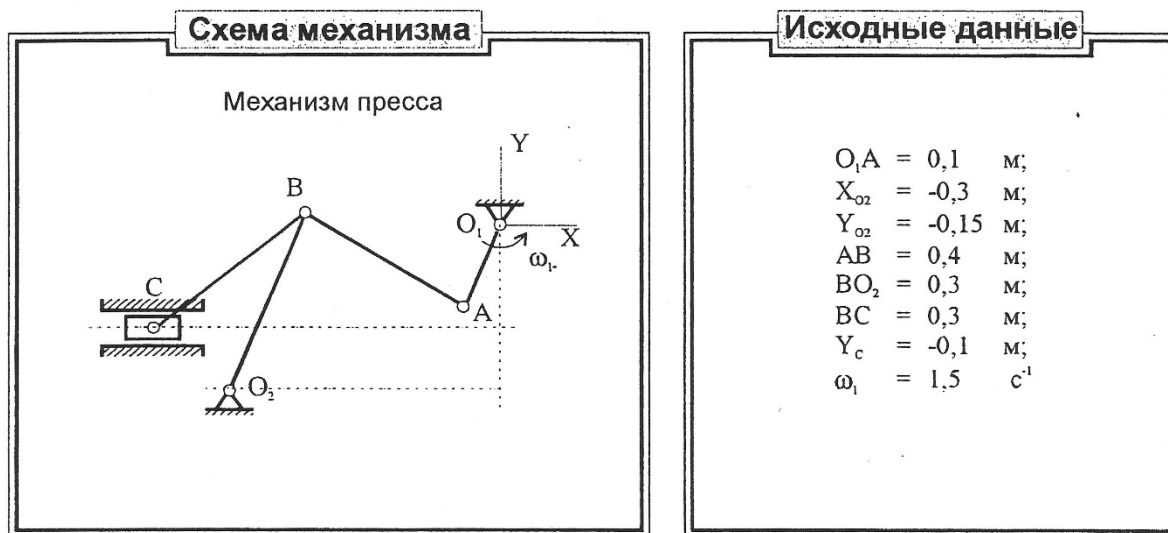


Рисунок 2

Структурный анализ

Выполним структурный анализ механизма, он изображен ниже на рисунке 1. Для этого рассчитаем число подвижных звеньев N , число низших кинематических пар p_n число высших кинематических пар p_v .

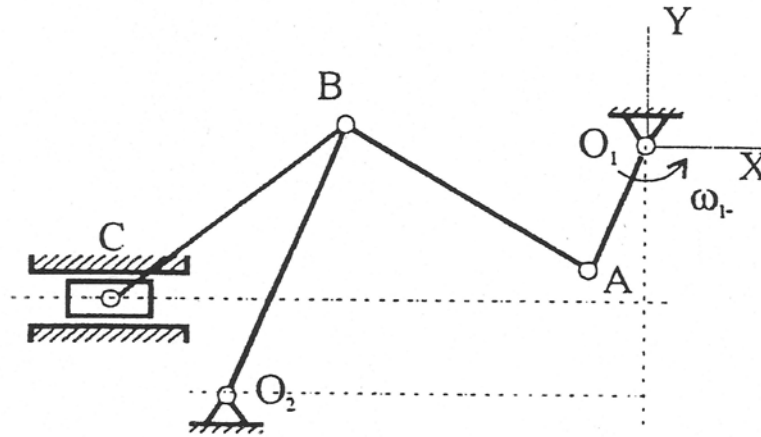


Рисунок 3

$$N = 5$$

$$p_n = 7$$

$$p_v = 0$$

На основе этих данных рассчитаем число степеней подвижности данного плоского механизма по формуле Чебышева [1]:

$$W_{пл} = 5 \cdot 3 - 7 \cdot 2 + 1 \cdot 0 = 1$$

Построим граф механизма (рисунок 2).

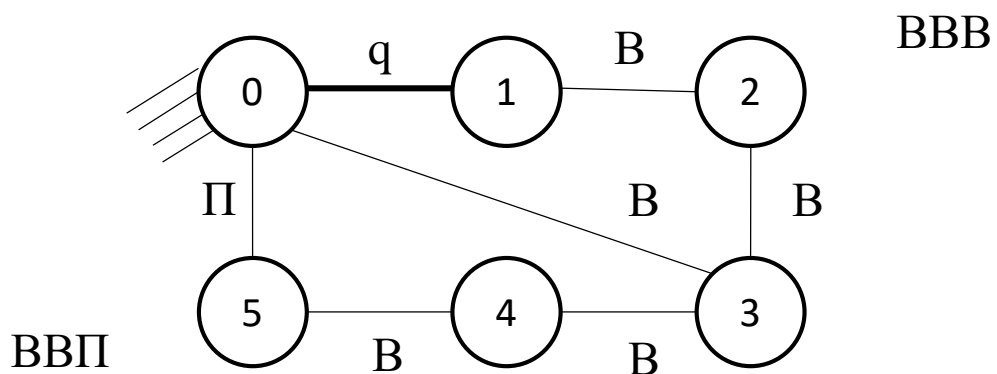


Рисунок 4

На графе зеленым цветом выделена однозвенная одноподвижная структурная группа, красным цветом — структурная группа ВВВ, а синим — структурная группа ВВП.

На основе анализа, построенного нами графа механизма, построим структурный граф механизма (рисунок 3).

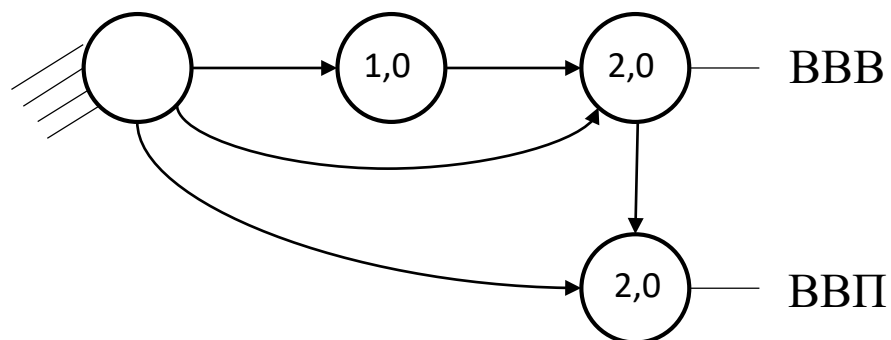


Рисунок 5

Геометрический анализ

Для проведения геометрического анализа нам необходимо построить план 12-ти положений механизма в масштабе, так же на основе полученного плана построим график функции положения (ФП). Данные построения приведены ниже на рисунках 6 и 7.

$$K_l = 5$$

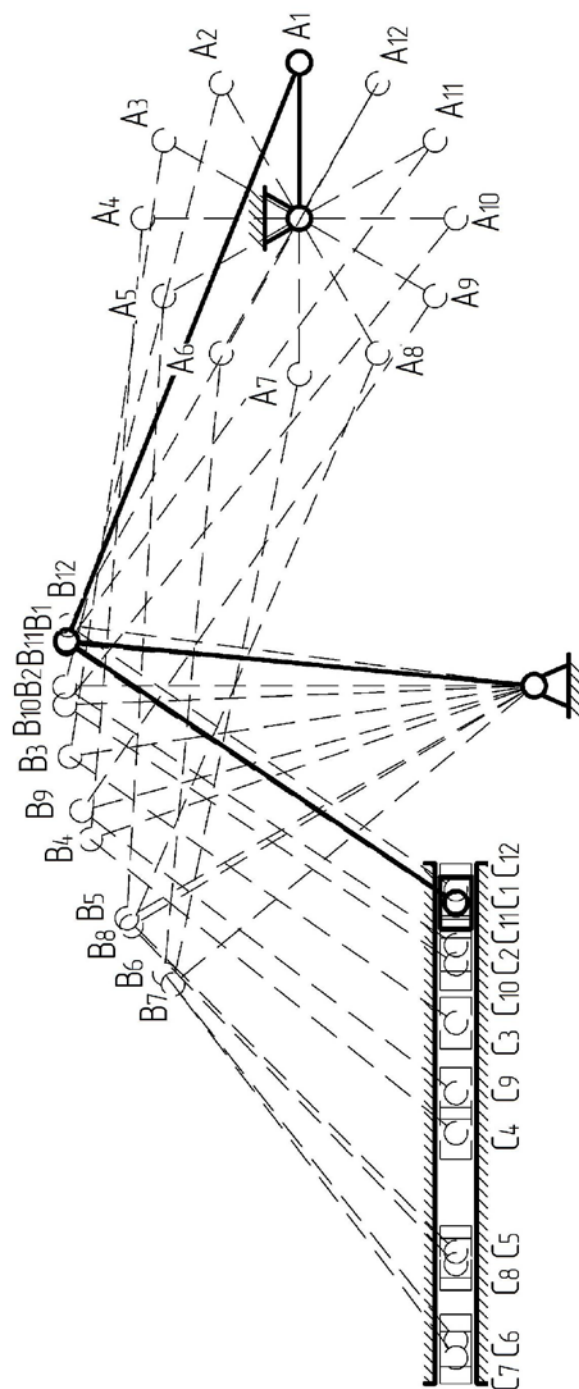


Рисунок 6

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	TMM 10.110	Лист

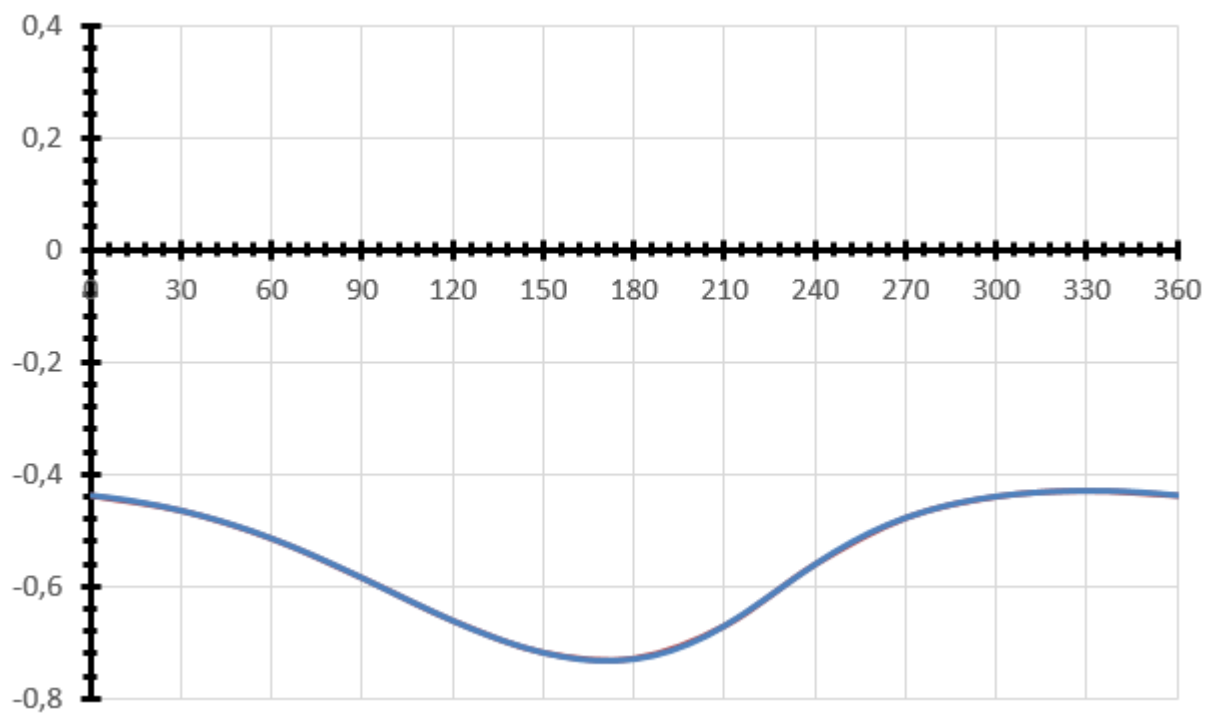


Рисунок 7

Для записи групповых уравнений и решения их, пронумеруем структурные группы так как это показано на рисунке 8.

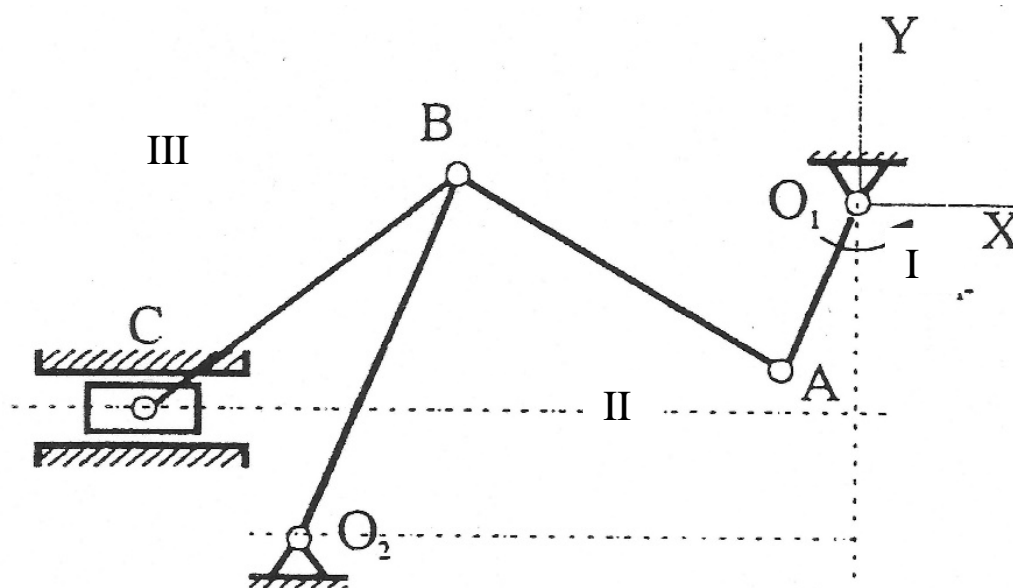


Рисунок 8

Теперь запишем групповые уравнения для каждой из трех групп. Составим уравнения для группы I:

$$\begin{cases} x_A = l_1 \cos q \\ y_A = l_1 \sin q \end{cases} \quad (1)$$

На основе уравнений, записанных нами для первой группы, мы можем найти координаты x_A, y_A . Произведем размыкание группы II в шарнире В. Запишем условия замыкания: $x_{B2} = x_{B3}, y_{B2} = y_{B3}$. Запишем групповые уравнения для группы II:

$$\begin{cases} x_A + l_2 \cos \varphi_2 = x_{O_2} + l_3 \cos \varphi_3 \\ y_A + l_2 \sin \varphi_2 = y_{O_2} + l_3 \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (2)$$

Введем вспомогательный угол φ_{23} (рисунок 8), тогда из ΔABO_2 получаем уравнение связи для углов:

$$\varphi_2 = \varphi_{23} + \varphi_3$$

Тогда система групповых уравнений для группы II примет вид:

$$\begin{cases} x_A + l_2 \cos(\varphi_{23} + \varphi_3) = x_{O_2} + l_3 \cos \varphi_3 \\ y_A + l_2 \sin(\varphi_{23} + \varphi_3) = y_{O_2} + l_3 \sin \varphi_3 \end{cases}$$

После использования формул для косинуса и синуса суммы система приобретет вид:

$$\begin{cases} x_A + l_2 \cos \varphi_{23} \cos \varphi_3 - l_2 \sin \varphi_{23} \sin \varphi_3 = x_{O_2} + l_3 \cos \varphi_3 \\ y_A + l_2 \sin \varphi_{23} \cos \varphi_3 + l_2 \cos \varphi_{23} \sin \varphi_3 = y_{O_2} + l_3 \sin \varphi_3 \end{cases}$$

Данная система является линейной относительно $\sin \varphi_3$ и $\cos \varphi_3$. Заметим, что из теоремы косинусов для ΔABO_2 следует:

$$\cos \varphi_{23} = \frac{AB^2 + BO_2^2 - AO_2^2}{2AB \cdot BO_2}$$

Так же из схемы видно, что:

$$AO_2^2 = (x_A - x_{O_2})^2 + (y_A - y_{O_2})^2$$

Зная $\cos \varphi_{23}$ получим $\sin \varphi_{23}$:

$$\sin \varphi_{23} = M \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_{23}} = \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_{23}}$$

В данном случае из схемы видим, что $M = 1$.

Решим линейную систему групповых уравнений для группы II методом Крамера:

$$\Delta = \begin{vmatrix} l_2 \cos \varphi_{23} - l_3 & -l_2 \sin \varphi_{23} \\ l_2 \sin \varphi_{23} & l_2 \cos \varphi_{23} - l_3 \end{vmatrix} = (l_2 \cos \varphi_{23} - l_3)^2 + (l_2 \sin \varphi_{23})^2$$

$$\begin{aligned} \Delta_{\cos \varphi_3} &= \begin{vmatrix} x_{O_2} - x_A & -l_2 \sin \varphi_{23} \\ y_{O_2} - y_A & l_2 \cos \varphi_{23} - l_3 \end{vmatrix} = \\ &= (x_{O_2} - x_A)(l_2 \cos \varphi_{23} - l_3) + (l_2 \sin \varphi_{23})(y_{O_2} - y_A) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta_{\sin \varphi_3} &= \begin{vmatrix} l_2 \cos \varphi_{23} - l_3 & x_{O_2} - x_A \\ l_2 \sin \varphi_{23} & y_{O_2} - y_A \end{vmatrix} = \\ &= (l_2 \cos \varphi_{23} - l_3)(y_{O_2} - y_A) - (x_{O_2} - x_A)(l_2 \sin \varphi_{23}) \end{aligned}$$

Тогда получаем:

$$\cos \varphi_3 = \frac{(x_{O_2} - x_A)(l_2 \cos \varphi_{23} - l_3) + (l_2 \sin \varphi_{23})(y_{O_2} - y_A)}{(l_2 \cos \varphi_{23} - l_3)^2 + (l_2 \sin \varphi_{23})^2}$$

$$\sin \varphi_3 = \frac{(l_2 \cos \varphi_{23} - l_3)(y_{O_2} - y_A) - (x_{O_2} - x_A)(l_2 \sin \varphi_{23})}{(l_2 \cos \varphi_{23} - l_3)^2 + (l_2 \sin \varphi_{23})^2}$$

Зная косинус и синус угла φ_3 , найдем косинус и синус угла φ_2 :

$$\cos \varphi_2 = \cos \varphi_{23} \cos \varphi_3 - \sin \varphi_{23} \sin \varphi_3$$

$$\sin \varphi_2 = \sin \varphi_{23} \cos \varphi_3 + \cos \varphi_{23} \sin \varphi_3$$

Тогда для координат точки В имеем:

$$\begin{cases} x_B = x_{O_2} + l_3 \cos \varphi_3 \\ y_B = y_{O_2} + l_3 \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (3)$$

Запишем групповые уравнения для группы III, которые определяют функцию положения (ФП):

$$\begin{cases} x_C = x_B + l_4 \cos \varphi_4 \\ y_C = y_B + l_4 \sin \varphi_4 \end{cases} \quad (4)$$

Так как $y_C = \text{const}$, то из второго уравнения (4) получим $\sin \varphi_4$, а получив $\sin \varphi_4$ найдем и $\cos \varphi_4$:

$$\sin \varphi_4 = \frac{y_C - y_B}{l_4}$$

$$\cos\varphi_4 = M\sqrt{1 - \sin^2\varphi_4} = -\sqrt{1 - \sin^2\varphi_4}$$

Здесь M — способ сборки, для данной структурной группы $M = -1$.

Тогда координата x_C функции положения для данного механизма примет вид:

$$x_C = x_B + l_4 \cos\varphi_4$$

Получим численное решение для одного из положений. Пусть $q = 0^\circ$, тогда для групповых уравнений группы I имеем:

$$x_A = l_1 \cos q = 0,1 \text{ м}$$

$$y_A = l_1 \sin q = 0 \text{ м}$$

На основе полученных координат точки A, получим решение групповых уравнений для группы II:

$$AO_2^2 = (x_A - x_{O_2})^2 + (y_A - y_{O_2})^2 = (0,1 + 0,3)^2 + (0,15)^2 = 0,1825$$

$$\cos\varphi_{23} = \frac{AB^2 + BO_2^2 - AO_2^2}{2AB \cdot BO_2} = \frac{0,4^2 + 0,3^2 - 0,1825}{2 \cdot 0,4 \cdot 0,3} = 0,28125$$

$$\sin\varphi_{23} = \sqrt{1 - \cos^2\varphi_{23}} = \sqrt{1 - 0,28125^2} = 0,95963$$

$$\cos\varphi_3 = \frac{(x_{O_2} - x_A)(l_2 \cos\varphi_{23} - l_3) + (l_2 \sin\varphi_{23})(y_{O_2} - y_A)}{(l_2 \cos\varphi_{23} - l_3)^2 + (l_2 \sin\varphi_{23})^2} = 0,0954626$$

$$\sin\varphi_3 = \frac{(l_2 \cos\varphi_{23} - l_3)(y_{O_2} - y_A) - (x_{O_2} - x_A)(l_2 \sin\varphi_{23})}{(l_2 \cos\varphi_{23} - l_3)^2 + (l_2 \sin\varphi_{23})^2} = 0,995433$$

$$\cos\varphi_2 = \cos\varphi_{23} \cos\varphi_3 - \sin\varphi_{23} \sin\varphi_3 = -0,928403$$

$$\sin\varphi_2 = \sin\varphi_{23} \cos\varphi_3 + \cos\varphi_{23} \sin\varphi_3 = 0,371575$$

Откуда для точки B имеем:

$$x_B = x_{O_2} + l_3 \cos\varphi_3 = -0,3 + 0,3 \cdot 0,095 = -0,271 \text{ м}$$

$$y_B = y_{O_2} + l_3 \sin\varphi_3 = -0,15 + 0,3 \cdot 0,995 = 0,149 \text{ м}$$

Перейдем к решению групповых уравнений для группы III:

$$\sin\varphi_4 = \frac{y_C - y_B}{l_4} = -0,829$$

					ТММ 10.110	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\cos\varphi_4 = -\sqrt{1 - \sin^2\varphi_4} = -0,56$$

Теперь получим значение ФП для входной координаты $q = 0$:

$$x_C = x_B + l_4 \cos\varphi_4 = -0,271 + 0,3 \cdot (-0,56) = -0,43924 \text{ м}$$

Мы можем проверить полученное значение, сравнив его со значением, которое можно получить из графика 12 положений, построенного нами, с помощью линейки. После сравнения видим, что значения совпадают, что позволяет судить о правильности полученного нами решения.

Кинематический анализ

Проведем кинематический анализ механизма. Для этого аналитически определим аналоги скоростей и ускорений. По определению аналог скорости (или первая геометрическая передаточная функция) — это первая производная функции положения точки по обобщенной координате, а аналог ускорения (или вторая геометрическая передаточная функция) — это вторая производная функции положения точки по обобщенной координате.

Продифференцируем систему (1) по обобщенной координате q :

$$\begin{cases} \frac{\partial x_A}{\partial q} = -l_1 \sin q \\ \frac{\partial y_A}{\partial q} = l_1 \cos q \end{cases}$$

Введем следующие обозначения:

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_A}{\partial q} &= x'_A \\ \frac{\partial y_A}{\partial q} &= y'_A \end{aligned}$$

Тогда x'_A , y'_A — аналоги скорости точки по соответствующим осям. Полученная система примет вид:

$$\begin{cases} x'_A = -l_1 \sin q \\ y'_A = l_1 \cos q \end{cases} \quad (1')$$

					ТММ 10.110	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

С помощью системы (1') мы получили аналоги скорости точки А, продифференцируем теперь систему (1') по обобщенной координате q :

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 x_A}{\partial q^2} = -l_1 \cos q \\ \frac{\partial^2 y_A}{\partial q^2} = -l_1 \sin q \end{cases}$$

Введем здесь аналогичные обозначения, и будем использовать их аналогичным образом и для других точек:

$$\frac{\partial^2 x_A}{\partial q^2} = x_A''$$

$$\frac{\partial^2 y_A}{\partial q^2} = y_A''$$

Здесь x_A'' и y_A'' — аналоги ускорений точки А по соответствующим осям. Тогда полученная в результате дифференцирования система примет вид:

$$\begin{cases} x_A'' = -l_1 \cos q \\ y_A'' = -l_1 \sin q \end{cases} \quad (1'')$$

С помощью системы (1'') мы получаем аналоги ускорений точки А. Рассмотрим теперь систему (2). Также продифференцируем ее по обобщенной координате q :

$$\begin{cases} x_A' - l_2 \sin \varphi_2 \cdot \varphi_2' = -l_3 \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' \\ y_A' + l_2 \cos \varphi_2 \cdot \varphi_2' = l_3 \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' \end{cases} \quad (2')$$

Нетрудно видеть, что данная система является линейной относительно аналогов угловой скорости второго и третьего звена: φ_2' , φ_3' . Отсюда несложно найти ее решение:

$$\begin{aligned} \varphi_2' &= \frac{\begin{vmatrix} x_A' & -l_3 \sin \varphi_3 \\ y_A' & l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} l_2 \sin \varphi_2 & -l_3 \sin \varphi_3 \\ -l_2 \cos \varphi_2 & l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} = \frac{-l_1 l_3 \sin q \cos \varphi_3 + l_1 l_3 \cos q \sin \varphi_3}{l_2 l_3 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 - l_2 l_3 \sin \varphi_3 \cos \varphi_2} = \\ &= -\frac{l_1 \sin(q - \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \end{aligned}$$

$$\varphi'_3 = \frac{\begin{vmatrix} l_2 \sin \varphi_2 & x'_A \\ -l_2 \cos \varphi_2 & y'_A \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} l_2 \sin \varphi_2 & -l_3 \sin \varphi_3 \\ -l_2 \cos \varphi_2 & l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} = \frac{l_1 l_2 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 - l_1 l_2 \cos \varphi_2 \sin \varphi_3}{l_2 l_3 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 - l_2 l_3 \sin \varphi_3 \cos \varphi_2} =$$

$$= \frac{l_1 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}$$

Из решения системы (2') мы нашли аналоги угловой скорости φ'_2 и φ'_3 для звеньев 2 и 3 соответственно. Продифференцируем эту систему еще раз по обобщенной координате q :

$$\begin{cases} x''_A - l_2 \cos \varphi_2 \cdot (\varphi'_2)^2 - l_2 \sin \varphi_2 \cdot \varphi''_2 = -l_3 \cos \varphi_3 \cdot (\varphi'_3)^2 - l_3 \sin \varphi_3 \cdot \varphi''_3 \\ y''_A - l_2 \sin \varphi_2 \cdot (\varphi'_2)^2 + l_2 \cos \varphi_2 \cdot \varphi''_2 = -l_3 \sin \varphi_3 \cdot (\varphi'_3)^2 + l_3 \cos \varphi_3 \cdot \varphi''_3 \end{cases} \quad (2'')$$

Данная система также является линейной, в данном случае относительно аналогов угловых ускорений φ''_2 и φ''_3 звеньев 2 и 3 соответственно. Решим систему для нахождения их значений:

$$\varphi''_2 = \frac{\begin{vmatrix} x''_A - l_2 \cos \varphi_2 \cdot (\varphi'_2)^2 + l_3 \cos \varphi_3 \cdot (\varphi'_3)^2 & -l_3 \sin \varphi_3 \\ y''_A - l_2 \sin \varphi_2 \cdot (\varphi'_2)^2 + -l_3 \sin \varphi_3 \cdot (\varphi'_3)^2 & l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} l_2 \sin \varphi_2 & -l_3 \sin \varphi_3 \\ -l_2 \cos \varphi_2 & l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} =$$

$$= \frac{(x''_A - l_2 \cos \varphi_2 \cdot (\varphi'_2)^2 + l_3 \cos \varphi_3 \cdot (\varphi'_3)^2) \cos \varphi_3}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} +$$

$$+ \frac{(y''_A - l_2 \sin \varphi_2 \cdot (\varphi'_2)^2 + -l_3 \sin \varphi_3 \cdot (\varphi'_3)^2) \sin \varphi_3}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}$$

$$\varphi''_3 = \frac{\begin{vmatrix} l_2 \sin \varphi_2 & x''_A - l_2 \cos \varphi_2 \cdot (\varphi'_2)^2 + l_3 \cos \varphi_3 \cdot (\varphi'_3)^2 \\ -l_2 \cos \varphi_2 & y''_A - l_2 \sin \varphi_2 \cdot (\varphi'_2)^2 + -l_3 \sin \varphi_3 \cdot (\varphi'_3)^2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} l_2 \sin \varphi_2 & -l_3 \sin \varphi_3 \\ -l_2 \cos \varphi_2 & l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} =$$

$$= \frac{(y''_A - l_2 \sin \varphi_2 \cdot (\varphi'_2)^2 + -l_3 \sin \varphi_3 \cdot (\varphi'_3)^2) \sin \varphi_2}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} +$$

$$+ \frac{(x''_A - l_2 \cos \varphi_2 \cdot (\varphi'_2)^2 + l_3 \cos \varphi_3 \cdot (\varphi'_3)^2) \cos \varphi_2}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}$$

Описанные выше соотношения позволяют получить аналоги угловых ускорений для звеньев 2 и 3.

Определим теперь аналоги скоростей и ускорений для точки В. Для этого продифференцируем систему (3) по обобщенной координате q :

$$\begin{cases} x'_B = -l_3 \sin \varphi_3 \cdot \varphi'_3 \\ y'_B = l_3 \cos \varphi_3 \cdot \varphi'_3 \end{cases} \quad (3')$$

Полученная в результате дифференцирования система позволяет получить аналоги скорости x'_B , y'_B точки В по соответствующим осям. Для нахождения аналогов ускорений продифференцируем (3') еще раз по обобщенной координате q :

$$\begin{cases} x''_B = -l_3 \cos \varphi_3 \cdot (\varphi'_3)^2 - l_3 \sin \varphi_3 \cdot \varphi''_3 \\ y''_B = -l_3 \sin \varphi_3 \cdot (\varphi'_3)^2 + l_3 \cos \varphi_3 \cdot \varphi''_3 \end{cases} \quad (3'')$$

Система (3'') позволяет получить значения аналогов ускорений x''_B , y''_B точки В по соответствующим осям.

Определим теперь аналог скорости x'_C , аналог ускорения x''_C точки С, а так же аналоги угловой скорости и ускорения φ'_4 , φ''_4 звена 4. Для этого продифференцируем систему (4) по обобщенной координате q :

$$\begin{cases} x'_C = x'_B - l_4 \sin \varphi_4 \cdot \varphi'_4 \\ 0 = y'_B + l_4 \cos \varphi_4 \cdot \varphi'_4 \end{cases} \quad (4')$$

С помощью полученной системы можно легко определить интересующие нас аналог угловой скорости звена 4 и аналог скорости точки С:

$$\varphi'_4 = -\frac{y'_B}{l_4 \cos \varphi_4}$$

$$x'_C = x'_B + l_4 \sin \varphi_4 \cdot \frac{y'_B}{l_4 \cos \varphi_4} = x'_B + y'_B \cdot \operatorname{tg} \varphi_4$$

Продифференцируем (4') по обобщенной координате q :

$$\begin{cases} x''_C = x''_B - l_4 \cos \varphi_4 \cdot (\varphi'_4)^2 - l_4 \sin \varphi_4 \cdot \varphi''_4 \\ 0 = y''_B - l_4 \sin \varphi_4 \cdot (\varphi'_4)^2 + l_4 \cos \varphi_4 \cdot \varphi''_4 \end{cases} \quad (4'')$$

Из полученной системы имеем:

$$\varphi_4'' = \frac{l_4 \sin \varphi_4 \cdot (\varphi_4')^2 - y_B''}{l_4 \cos \varphi_4}$$

$$x_C'' = x_B'' - l_4 \cos \varphi_4 \cdot (\varphi_4')^2 - l_4 \sin \varphi_4 \cdot \varphi_4''$$

Таким образом мы аналитически нашли аналоги скоростей и ускорений для точек механизма, а также аналоги угловых скоростей и ускорений для звеньев.

Мы так же можем рассчитать скорости и угловые скорости элементов механизма при заданной входной координате, для этого следует воспользоваться следующими формулами:

$$\dot{x} = x' \cdot \dot{q} = x' \cdot \omega$$

$$\ddot{x} = x'' \cdot \ddot{q} = x'' \cdot \omega^2$$

$$\dot{\varphi} = \varphi' \cdot \dot{q} = \varphi' \cdot \omega$$

$$\ddot{\varphi} = \varphi'' \cdot \ddot{q} = \varphi'' \cdot \omega^2$$

Произведем теперь численный расчет данных величин для одного из положений механизма. Примем за такое положение, положение для которого входная координата $q = 0^\circ$, так как для этого положения мы уже численно рассчитали его геометрические параметры.

Для аналогов скоростей и ускорений точки А имеем:

$$x_A' = -l_1 \sin q = 0$$

$$y_A' = l_1 \cos q = 0,1$$

$$x_A'' = -l_1 \cos q = -0,1$$

$$y_A'' = -l_1 \sin q = 0$$

Рассмотрим аналоги угловых скоростей и ускорений звеньев 2 и 3:

$$\varphi_2' = -\frac{l_1 \sin(q - \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} = 0,2593261$$

$$\varphi_3' = \frac{l_1 \sin(\varphi_2 - q)}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} = 0,1290681$$

					ТММ 10.110	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\begin{aligned}\varphi_2'' &= \frac{(x_A'' - l_2 \cos \varphi_2 \cdot (\varphi_2')^2 + l_3 \cos \varphi_3 \cdot (\varphi_3')^2) \cos \varphi_3}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} + \\ &+ \frac{(y_A'' - l_2 \sin \varphi_2 \cdot (\varphi_2')^2 + -l_3 \sin \varphi_3 \cdot (\varphi_3')^2) \sin \varphi_3}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} = -0,0315597 \\ \varphi_3'' &= \frac{(y_A'' - l_2 \sin \varphi_2 \cdot (\varphi_2')^2 + -l_3 \sin \varphi_3 \cdot (\varphi_3')^2) \sin \varphi_2}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} + \\ &+ \frac{(x_A'' - l_2 \cos \varphi_2 \cdot (\varphi_2')^2 + l_3 \cos \varphi_3 \cdot (\varphi_3')^2) \cos \varphi_2}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} = 0,2339289\end{aligned}$$

Получим теперь аналоги скорости и ускорений для точки В:

$$\begin{aligned}x_B' &= -l_3 \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' = -0,0385436 \\ y_B' &= l_3 \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' = 0,00369636 \\ x_B'' &= -l_3 \cos \varphi_3 \cdot (\varphi_3')^2 - l_3 \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'' = -0,0703352 \\ y_B'' &= -l_3 \sin \varphi_3 \cdot (\varphi_3')^2 + l_3 \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'' = 0,00172469\end{aligned}$$

Нам осталось найти аналоги скорости и ускорения точки С и аналоги угловых скорости и ускорения звена 4. В результате расчета имеем:

$$\begin{aligned}\varphi_4' &= -\frac{y_B'}{l_4 \cos \varphi_4} = 0,022018 \\ x_C' &= x_B' + y_B' \cdot \operatorname{tg} \varphi_4 = -0,0330693 \\ \varphi_4'' &= \frac{l_4 \sin \varphi_4 \cdot (\varphi_4')^2 - y_B''}{l_4 \cos \varphi_4} = 0,0109914 \\ x_C'' &= x_B'' - l_4 \cos \varphi_4 \cdot (\varphi_4')^2 - l_4 \sin \varphi_4 \cdot \varphi_4'' = -0,0675211\end{aligned}$$

Таким образом мы нашли аналитически и рассчитали численно для входной координаты $q = 0^\circ$ аналоги скоростей и ускорений для данного механизма. На основе этих данных мы можем рассчитать скорость и ускорение точки С, и угловые скорость и ускорение выходного звена для заданной нам входной координаты:

$$\begin{aligned}\dot{x}_C &= x_C' \cdot \omega = -0,0496 \frac{\text{м}}{\text{с}} \\ \ddot{x}_C &= x_C'' \cdot \omega^2 = -0,1519 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}\end{aligned}$$

					ТММ 10.110	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\dot{\varphi}_4 = \varphi'_4 \cdot \omega = 0,033027 \frac{1}{c}$$

$$\ddot{\varphi}_4 = \varphi''_4 \cdot \omega^2 = 0,02473 \frac{1}{c^2}$$

Произведем теперь графоаналитический анализ для двух положений, за одно из них возьмем крайнее положение. Проанализируем сначала положения для $q = 0^\circ$. Рассмотрим схему механизма в этом положении (рисунок 9). Введем вектора $\vec{l}_1, \vec{l}_2, \vec{l}_3, \vec{l}_4, \vec{l}_5, \vec{l}_0, \vec{l}_C$ так как это показано на схеме.

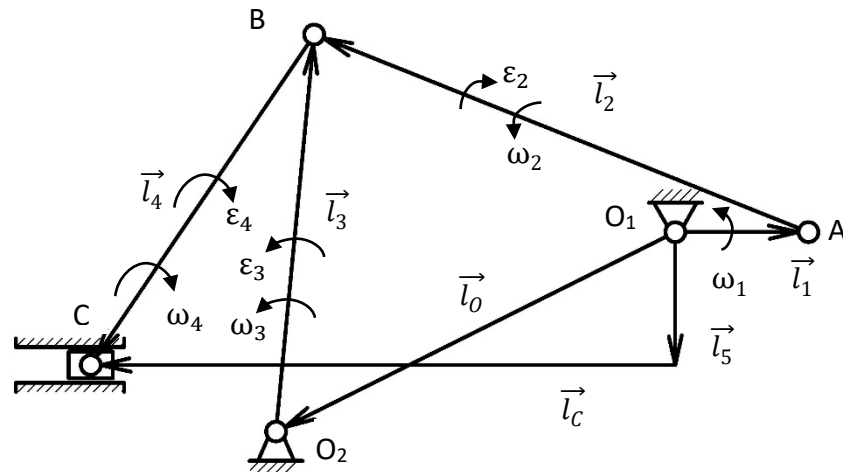


Рисунок 9

Из схемы можно получить следующие два соотношения:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{l}_0 + \vec{l}_3$$

$$\vec{l}_0 + \vec{l}_3 + \vec{l}_4 = \vec{l}_5 + \vec{l}_C$$

Продифференцируем оба этих выражения по времени:

$$\vec{\omega}_1 \times \vec{l}_1 + \vec{\omega}_2 \times \vec{l}_2 = \vec{\omega}_3 \times \vec{l}_3$$

$$\vec{\omega}_3 \times \vec{l}_3 + \vec{\omega}_4 \times \vec{l}_4 = \frac{d\vec{l}_C}{dt}$$

Заметим, что эти же соотношения можно записать в виде:

$$\frac{\vec{V}_A}{\perp O_1A} + \frac{\vec{V}_{BA}}{\perp AB} = \frac{\vec{V}_B}{\perp BO_2}$$

$$\frac{\vec{V}_B}{\perp BC} + \frac{\vec{V}_{CB}}{\perp BC} = \frac{\vec{V}_C}{\parallel OX}$$

Решим полученные уравнения графически построив план скоростей для механизма в данном положении (рисунок 10).

$$K_V = \frac{\omega_1 \cdot l_1}{p_V a} = 0,0159 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{см}}$$

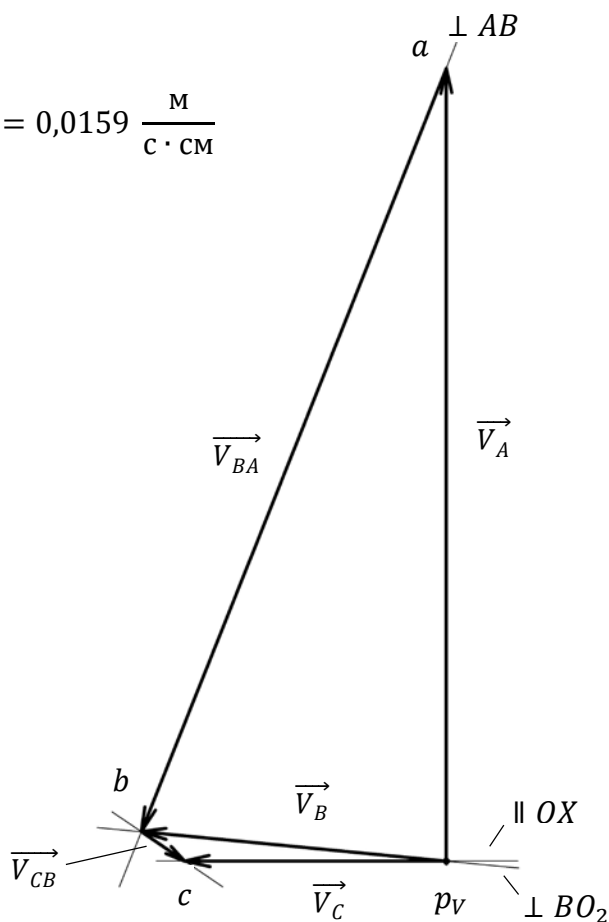


Рисунок 10

Из полученного графического решения можно получить следующие величины:

$$V_B = \overline{p_V b} \cdot K_V = 0,05678 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$V_{BA} = ab \cdot K_V = 0,15364 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\omega_3 = \frac{V_B}{l_3} = 0,1893 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_2} = 0,3841 \text{ с}^{-1}$$

$$V_c = \overline{p_V c} \cdot K_V = 0,04843 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$V_{CB} = bc \cdot K_V = 0,01169 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\omega_4 = \frac{V_{CB}}{l_4} = -0,03497 \text{ с}^{-1}$$

Произведем дифференцирование по времени еще один раз, получим:

$$\vec{\omega}_1 \times (\vec{\omega}_1 \times \vec{l}_1) + \vec{\omega}_2 \times (\vec{\omega}_2 \times \vec{l}_2) + \vec{\varepsilon}_2 \times \vec{l}_2 = \vec{\omega}_3 \times (\vec{\omega}_3 \times \vec{l}_3) + \vec{\varepsilon}_3 \times \vec{l}_3$$

$$\vec{\omega}_3 \times (\vec{\omega}_3 \times \vec{l}_3) + \vec{\varepsilon}_3 \times \vec{l}_3 + \vec{\omega}_4 \times (\vec{\omega}_4 \times \vec{l}_4) + \vec{\varepsilon}_4 \times \vec{l}_4 = \frac{d^2 \vec{l}_C}{dt^2}$$

Заметим, что эти же соотношения можно записать в виде:

$$\frac{\vec{W}_A^{\text{цс}}}{A \rightarrow O_1} + \frac{\vec{W}_{BA}^{\text{цс}}}{B \rightarrow A} + \frac{\vec{W}_{BA}^{\text{вп}}}{\perp AB} = \frac{\vec{W}_B^{\text{цс}}}{B \rightarrow O_2} + \frac{\vec{W}_B^{\text{вп}}}{\perp BO_2}$$

$$\frac{\vec{W}_B^{\text{цс}}}{B \rightarrow O_2} + \frac{\vec{W}_B^{\text{вп}}}{\perp BO_2} + \frac{\vec{W}_{CB}^{\text{цс}}}{C \rightarrow B} + \frac{\vec{W}_{CB}^{\text{вп}}}{\perp BC} = \frac{\vec{W}_C}{\parallel OX}$$

Решим полученные уравнения графически построив план скоростей для механизма в данном положении (рисунок 11).

$$K_W = \frac{\omega_1^2 \cdot l_1}{p_W a} = 0,0167 \frac{\text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{см}}$$

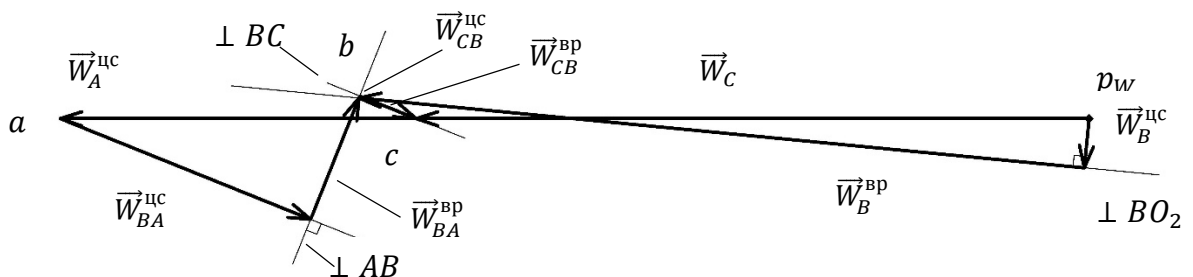


Рисунок 11

Из полученного графического решения можно получить следующие величины:

$$W_{BA}^{\text{вп}} = 0,02839 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

$$W_B^{\text{вп}} = 0,16032 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

					ТММ 10.110	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$W_{CB}^{BP} = 0,007315 \frac{M}{c^2}$$

$$W_C = 0,14863 \frac{M}{c^2}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{W_{BA}^{BP}}{l_2} = -0,071 \frac{1}{c^2}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{W_B^{BP}}{l_3} = 0,5344 \frac{1}{c^2}$$

$$\varepsilon_4 = \frac{W_{CB}^{BP}}{l_4} = -0,02438 \frac{1}{c^2}$$

Из полученных результатов мы можем судить о правильности произведенного нами аналитическим путем геометрического анализа.

Рассмотрим теперь одно из крайних положений механизма, его можно получить из плана 12-ти положений, в положении которое выберем мы, звенья O_1A и AB вытянутся в одну линию. Рассмотрим схему механизма в этом положении (рисунок 12). Введем вектора $\vec{l}_1, \vec{l}_2, \vec{l}_3, \vec{l}_4, \vec{l}_5, \vec{l}_O, \vec{l}_C$ так как это показано на схеме.

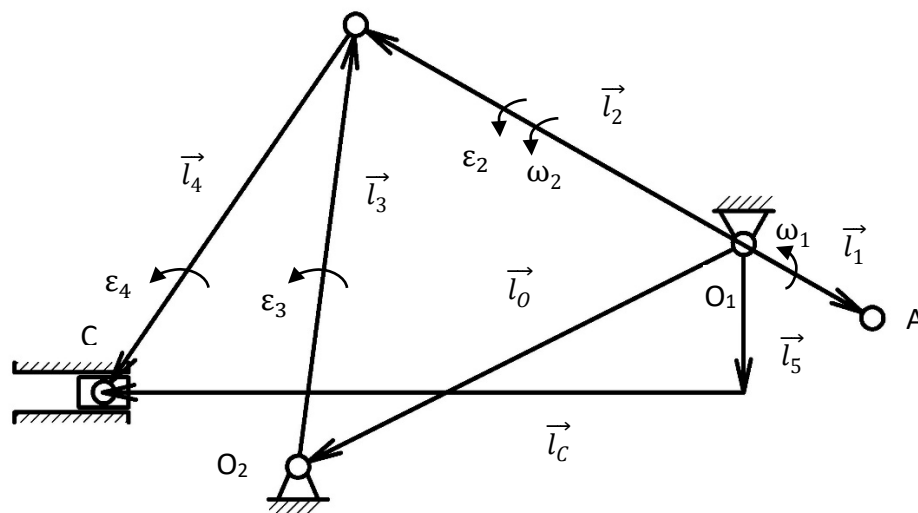


Рисунок 12

Из схемы можно получить следующие два соотношения:

$$\begin{aligned} \vec{l}_1 + \vec{l}_2 &= \vec{l}_O + \vec{l}_3 \\ \vec{l}_O + \vec{l}_3 + \vec{l}_4 &= \vec{l}_5 + \vec{l}_C \end{aligned}$$

Продифференцируем оба этих выражения по времени:

$$\vec{\omega}_1 \times \vec{l}_1 + \vec{\omega}_2 \times \vec{l}_2 = \vec{\omega}_3 \times \vec{l}_3$$

$$\vec{\omega}_3 \times \vec{l}_3 + \vec{\omega}_4 \times \vec{l}_4 = \frac{d\vec{l}_C}{dt}$$

Заметим, что эти же соотношения можно записать в виде:

$$\frac{\vec{V}_A}{\perp O_1A} + \frac{\vec{V}_{BA}}{\perp AB} = \frac{\vec{V}_B}{\perp BO_2}$$

$$\frac{\vec{V}_B}{\perp BC} + \frac{\vec{V}_{CB}}{\perp BC} = \frac{\vec{V}_C}{\parallel OX}$$

Решим полученные уравнения графически построив план скоростей для механизма в данном положении (рисунок 13).

$$K_V = \frac{\omega_1 \cdot l_1}{p_V a} = 0,0441 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{см}}$$

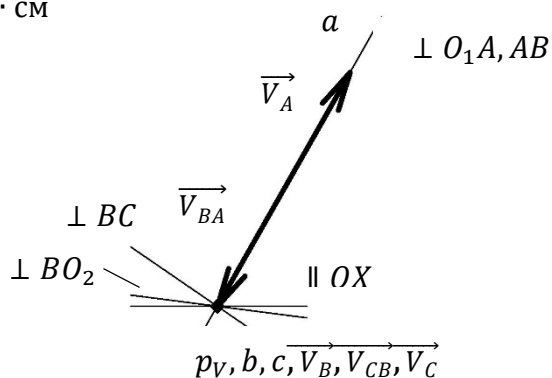


Рисунок 13

Из полученного графического решения можно получить следующие величины:

$$V_B = \overline{p_V b} \cdot K_V = 0 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$V_{BA} = ab \cdot K_V = 0,15 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\omega_3 = \frac{V_B}{l_3} = 0 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_2} = 0,375 \text{ с}^{-1}$$

$$V_c = \overline{p_{Vc}} \cdot K_V = 0 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$V_{CB} = bc \cdot K_V = 0 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\omega_4 = \frac{V_{CB}}{l_4} = 0 \text{ с}^{-1}$$

Произведем дифференцирование по времени еще один раз, получим:

$$\vec{\omega}_1 \times (\vec{\omega}_1 \times \vec{l}_1) + \vec{\omega}_2 \times (\vec{\omega}_2 \times \vec{l}_2) + \vec{\varepsilon}_2 \times \vec{l}_2 = \vec{\omega}_3 \times (\vec{\omega}_3 \times \vec{l}_3) + \vec{\varepsilon}_3 \times \vec{l}_3$$

$$\vec{\omega}_3 \times (\vec{\omega}_3 \times \vec{l}_3) + \vec{\varepsilon}_3 \times \vec{l}_3 + \vec{\omega}_4 \times (\vec{\omega}_4 \times \vec{l}_4) + \vec{\varepsilon}_4 \times \vec{l}_4 = \frac{d^2 \vec{l}_c}{dt^2}$$

Заметим, что эти же соотношения можно записать в виде:

$$\frac{\vec{W}_A^{\text{цс}}}{A \rightarrow O_1} + \frac{\vec{W}_{BA}^{\text{цс}}}{B \rightarrow A} + \frac{\vec{W}_{BA}^{\text{вп}}}{\perp AB} = \frac{\vec{W}_B^{\text{цс}}}{B \rightarrow O_2} + \frac{\vec{W}_B^{\text{вп}}}{\perp BO_2}$$

$$\frac{\vec{W}_B^{\text{цс}}}{B \rightarrow O_2} + \frac{\vec{W}_B^{\text{вп}}}{\perp BO_2} + \frac{\vec{W}_{CB}^{\text{цс}}}{C \rightarrow B} + \frac{\vec{W}_{CB}^{\text{вп}}}{\perp BC} = \frac{\vec{W}_C}{\parallel OX}$$

Решим полученные уравнения графически построив план ускорений для механизма в данном положении (рисунок 14).

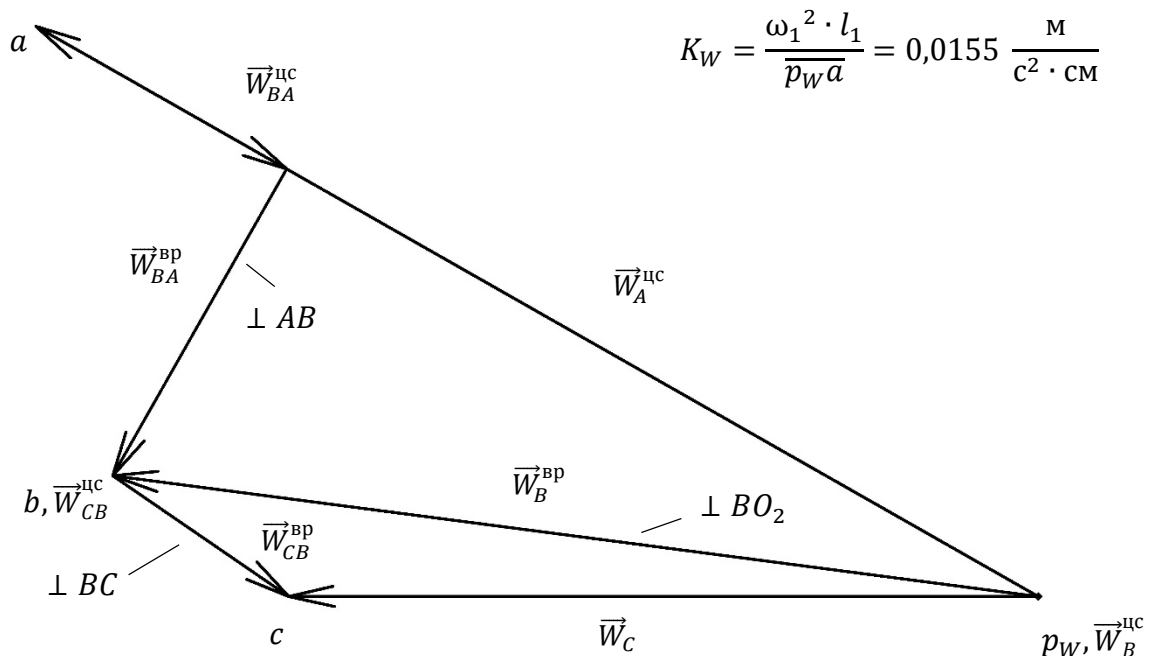


Рисунок 14

					ТММ 10.110	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Из полученного графического решения можно получить следующие величины:

$$W_{BA}^{BP} = 0,06975 \frac{M}{c^2}$$

$$W_B^{BP} = 0,18135 \frac{M}{c^2}$$

$$W_{CB}^{BP} = 0,0434 \frac{M}{c^2}$$

$$W_C = 0,14725 \frac{M}{c^2}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{W_{BA}^{BP}}{l_2} = 0,174375 \frac{1}{c^2}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{W_B^{BP}}{l_3} = 0,6045 \frac{1}{c^2}$$

$$\varepsilon_4 = \frac{W_{CB}^{BP}}{l_4} = 0,1447 \frac{1}{c^2}$$

По найденным из графических решений величинам, мы можем судить о правильности нахождения нами крайнего положения.

Графики функции положения и ее производных по обобщенной координате

Поскольку выходной координатой является x_C , построим график ее изменения в зависимости от обобщенной координаты q . Также построим графики ее производных (рисунки 15,16,17).

На рисунке 15 построены два графика, один на основе зависимости полученной из плана 12-ти положений (изображен точками), второй на основе зависимости полученной аналитически. Стоит отметить, что полученные графики совпадают, что подтверждает правильность выполненного нами анализа механизма.

					ТММ 10.110	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

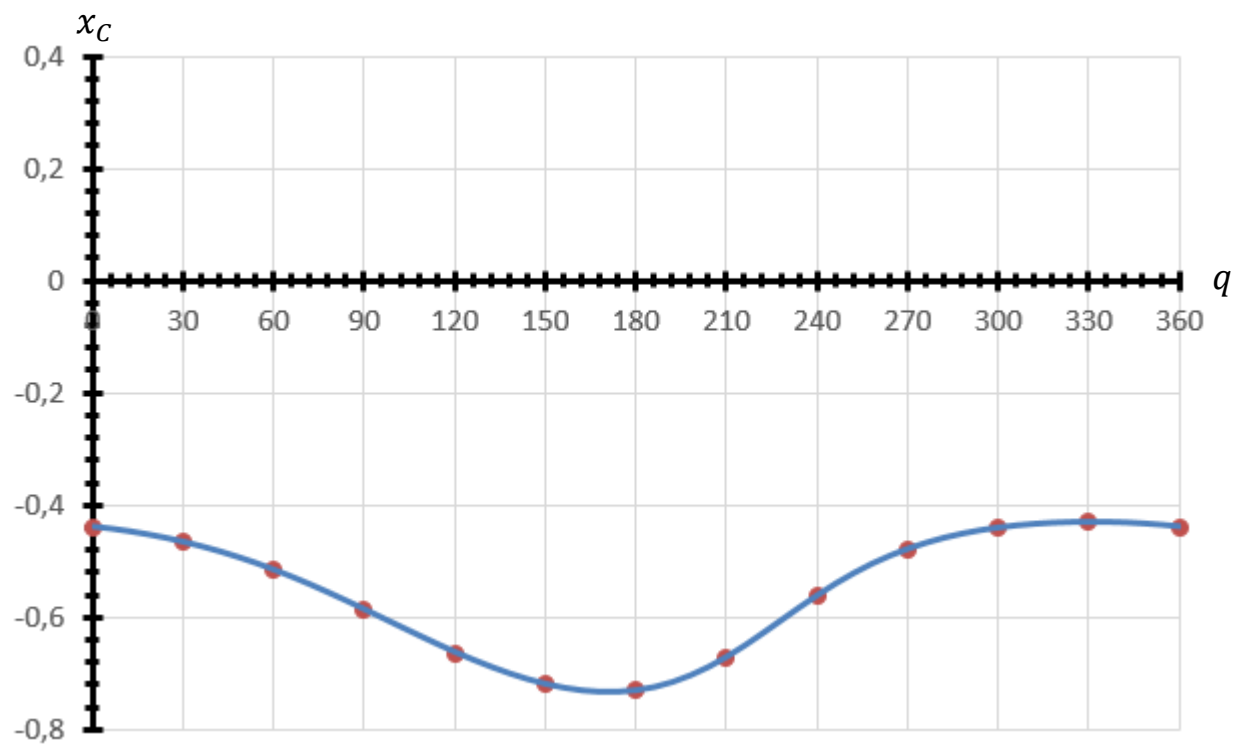


Рисунок 15 – Зависимости x_c от обобщенной координаты q полученные аналитически и из плана 12-ти положений

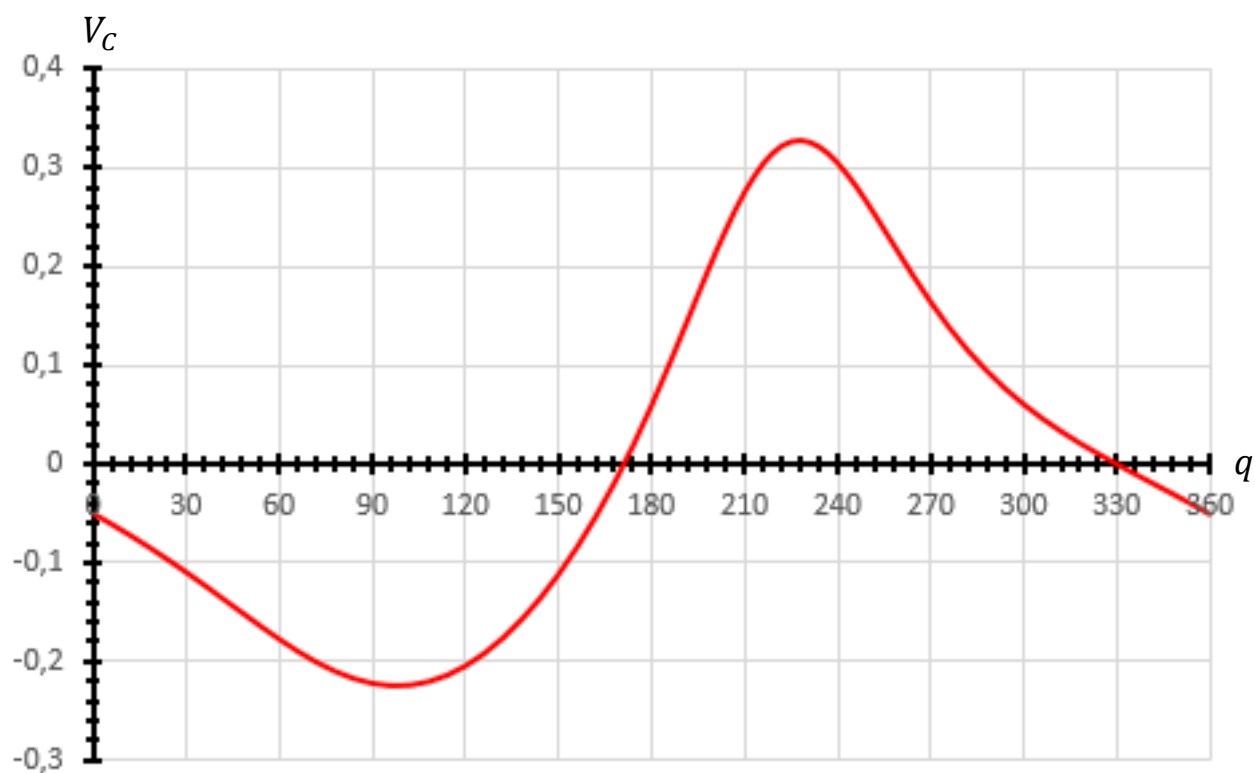


Рисунок 16 – Зависимость V_c от обобщенной координаты q

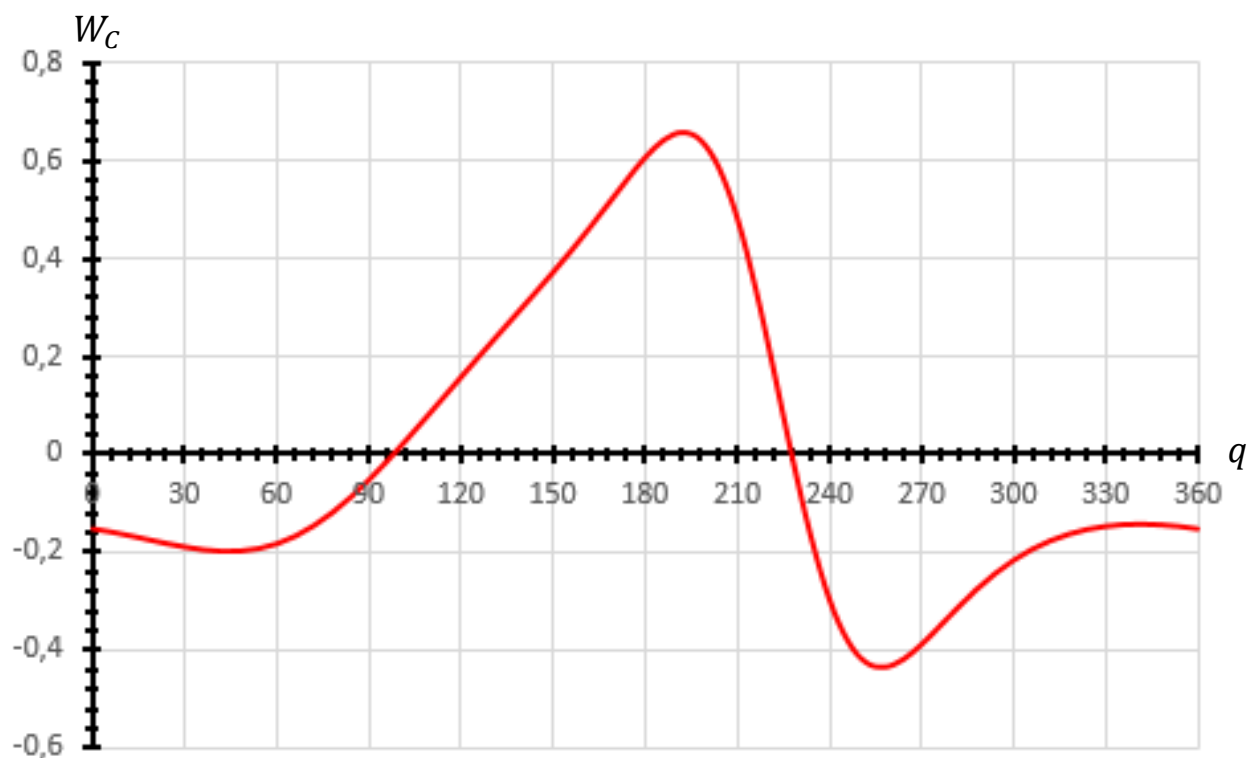


Рисунок 17 – Зависимость W_c от обобщенной координаты q

Сравнение результатов расчетов, полученных разными методами

Расчетная величина	Аналитический метод	Графоаналитический метод
V_c	-0,0496	0,04843
W_c	-0,1519	0,14863
ω_4	0,033027	-0,03497
ε_4	0,02473	-0,02438

Выводы

В ходе выполнения данной части курсовой работы был произведен геометрический и кинематический анализ механизма пятизвенного пресса. Результаты, полученные разными методами, совпадают в пределах погрешности, что позволяет судить о правильности произведенного анализа.

II часть

Введение

Необходимо выполнить силовой расчет механизма пресса, целью которого является определение реакций во всех кинематических парах и обобщенной движущей силы.

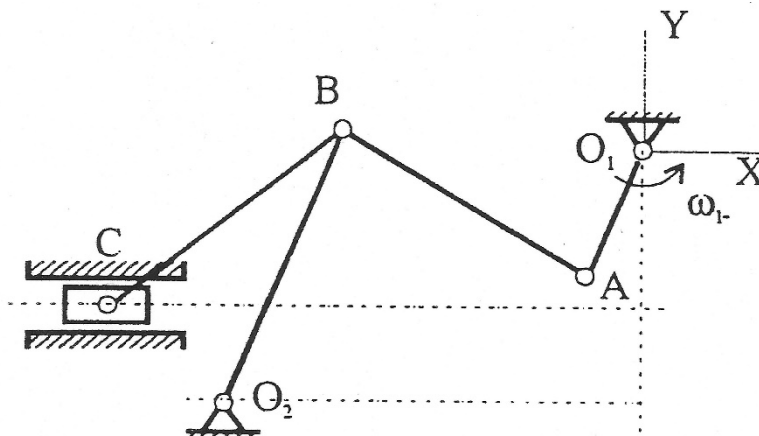


Рисунок 18

Исходные данные

Схема механизма	Исходные данные
<p>Механизм пресса</p>	$O_1A = 0,1 \text{ м};$ $X_{O_2} = -0,3 \text{ м};$ $Y_{O_2} = -0,15 \text{ м};$ $AB = 0,4 \text{ м};$ $BO_2 = 0,3 \text{ м};$ $BC = 0,3 \text{ м};$ $Y_C = -0,1 \text{ м};$ $\omega_1 = 1,5 \text{ с}^{-1}$

Так же заданы погонная масса $\rho = 50 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$, модуль рабочей нагрузки на рабочем ходу $|P_{max}| = 10^5 \text{ Н}$ и на холостом ходу $|P_{min}| = 10^4 \text{ Н}$.

Определение задаваемых сил и сил инерции

Для дальнейшего исследования данного нам механизма пресса, построим на основе графика аналога скорости механизма (рисунок 16) график рабочей нагрузки (рисунок 18).



Рисунок 18

На основе результатов, полученных при кинематическом анализе механизма, и погонной массе рассчитаем силы тяжести звеньев, а также силы инерции ($g = 9,81$).

Массы звеньев		Силы тяжести
$m_1 = 2\rho l_1 = 10 \text{ кг}$		$G_1 = m_1 g = 98,1 \text{ Н}$
$m_2 = \rho l_2 = 20 \text{ кг}$		$G_2 = m_2 g = 196,2 \text{ Н}$
$m_3 = \rho l_3 = 15 \text{ кг}$		$G_3 = m_3 g = 147,15 \text{ Н}$
$m_4 = \rho l_4 = 15 \text{ кг}$		$G_4 = m_4 g = 147,15 \text{ Н}$
$m_5 = 0,5m_1 = 5 \text{ кг}$		$G_5 = m_5 g = 49,05 \text{ Н}$
Силы инерции		Моменты инерции
$\Phi_{2x} = -m_2 a_{S2x} = 3,8325$	$\Phi_{2y} = -m_2 a_{S2y} = -0,0388$	$M_{S2}^{(\Phi)} = -\frac{m_2 l_2^2}{12} \varepsilon_2 = 0,0189$
$\Phi_{3x} = -m_3 a_{S3x} = 1,1869$	$\Phi_{3y} = -m_3 a_{S3y} = -0,0291$	$M_{S3}^{(\Phi)} = -\frac{m_3 l_3^2}{12} \varepsilon_3 = -0,0592$
$\Phi_{4x} = -m_4 a_{S4x} = 2,3263$	$\Phi_{4y} = -m_4 a_{S4y} = -0,0291$	$M_{S4}^{(\Phi)} = -\frac{m_4 l_4^2}{12} \varepsilon_4 = -0,0028$
$\Phi_{5x} = -m_5 a_{S5x} = 0,7596$	$\Phi_{5y} = -m_5 a_{S5y} = 0$	

Составление уравнений кинетостатики

Производить силовой анализ механизма будем на основе положения с обобщенной входной координатой $q = 0^\circ$. Изобразим схему механизма в этом положении.

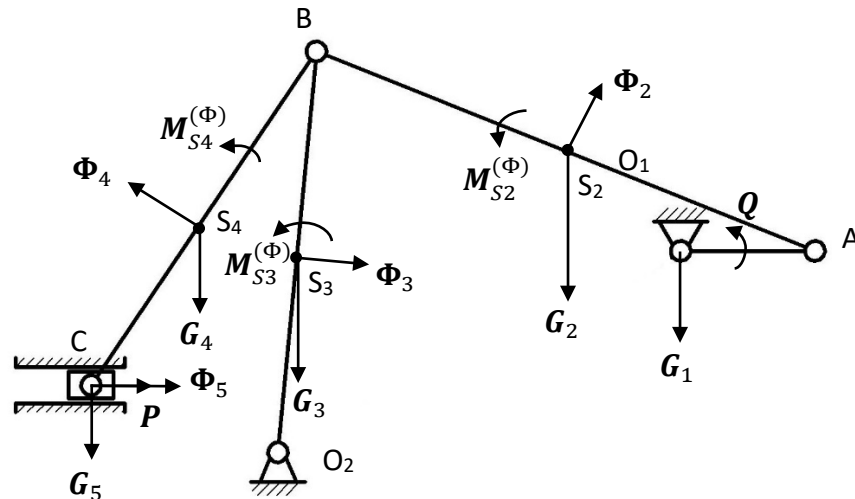


Рисунок 19

Анализ начинаем с групп последних слоев, в нашем случае с группы ВВП. Изобразим ее, а также нанесем все силы и моменты (рисунок 20).

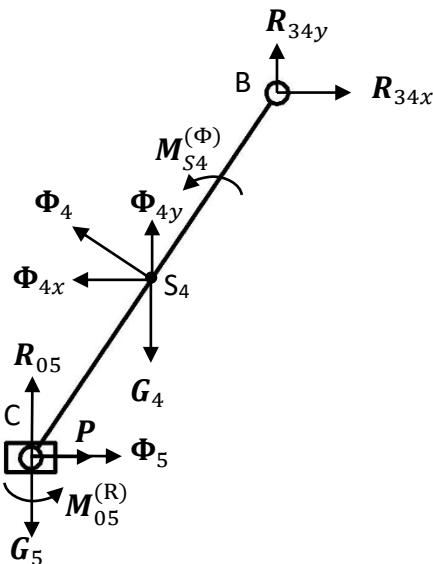


Рисунок 20

Для составления уравнений кинетостатики также рассмотрим отдельно ползун (рисунок 21).

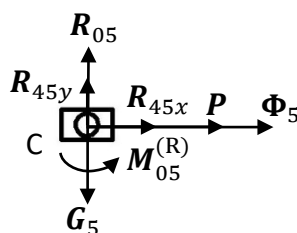


Рисунок 21

На основе полученной схемы для ползуна (рисунк 21) можем записать следующие уравнения:

$$R_{45x} + \Phi_5 + P = 0 \quad (5.1)$$

$$R_{45y} + R_{05} - G_5 = 0 \quad (5.2)$$

$$M_{05}^{(R)} = 0 \quad (5.3)$$

На основе соотношений (5.1) – (5.3) мы можем определить неизвестные реакции R_{45x} , R_{45y} и момент $M_{05}^{(R)}$ (R_{45y} получаем выраженной через R_{05} , которое найдем далее из выражения (5.6)).

Отсюда также получаем реакции R_{54x} , R_{54y} , которые равны найденным по модулю но противоположны по направлению:

$$R_{54x} = -R_{45x} \quad (5.4)$$

$$R_{54y} = -R_{45y} \quad (5.5)$$

Теперь возвращаясь к рассматриваемой группе ВВП (рисунк 20) можем записать (учитываем, что $M_{05}^{(R)} = 0$):

$$(\Phi_5 + P)(y_B - y_C) - (R_{05} - G_5)(x_B - x_C) + \Phi_{4x}(y_B - y_{S4}) - \Phi_{4y}(x_B - x_{S4}) + M_{S4}^{(\Phi)} = 0 \quad (5.6)$$

$$R_{34x} + \Phi_5 + P + \Phi_{4x} = 0 \quad (5.7)$$

$$R_{34y} + R_{05} - G_5 - G_4 + \Phi_{4y} = 0 \quad (5.8)$$

Из уравнений (5.6) – (5.8) можем найти все оставшиеся неизвестные реакции, а именно: R_{05} , R_{34x} , R_{34y} . Откуда так же получим реакции:

$$R_{43x} = -R_{34x} \quad (5.9); \quad R_{43y} = -R_{34y} \quad (5.10)$$

Теперь переходим к группе ВВВ. Изобразим аналогичным образом схему, на которой укажем все реакции и моменты (рисунок 22).

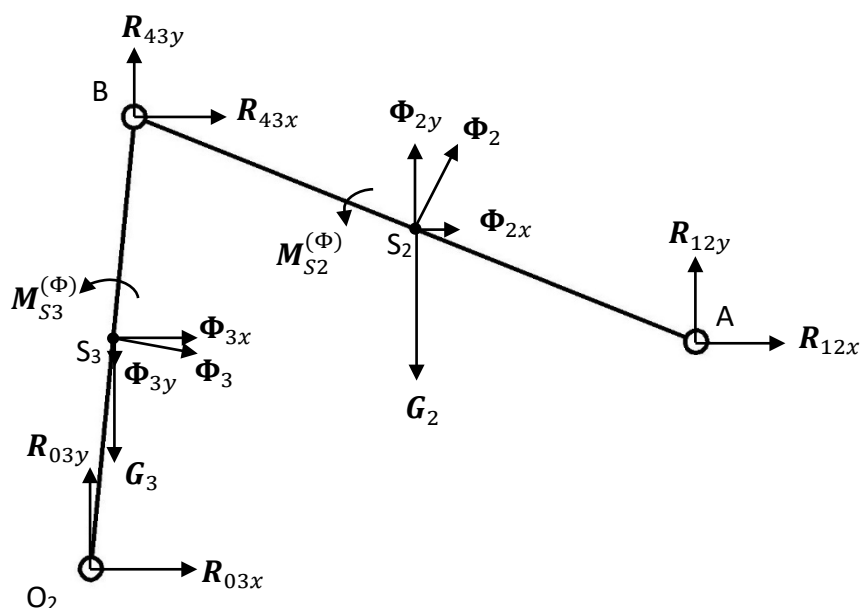


Рисунок 22

Тогда можно записать следующие уравнения рассматривая звенья 2 и 3 отдельно:

$$R_{03x}(y_B - y_{O3}) + \Phi_{3x}(y_B - y_{S3}) + (G_3 - \Phi_{3y})(x_B - x_{S3}) - R_{03y}(x_B - x_{O3}) + M_{S3}^{(\Phi)} = 0 \quad (5.11)$$

$$R_{03x} + \Phi_{3x} + R_{43x} + R_{23x} = 0 \quad (5.12)$$

$$R_{03y} + \Phi_{3y} + R_{43y} - G_3 + R_{23y} = 0 \quad (5.13)$$

$$R_{12x} + \Phi_{2x} + R_{32x} = 0 \quad (5.14)$$

$$R_{12y} + \Phi_{2y} + R_{32y} - G_2 = 0 \quad (5.15)$$

$$R_{12y}(x_A - x_B) + R_{12x}(y_B - y_A) + (\Phi_{2y} - G_2)(x_{S2} - x_B) + \Phi_{2x}(y_B - y_{S2}) + M_{S2}^{(\Phi)} = 0 \quad (5.16)$$

$$R_{23x} = -R_{32x} \quad (5.17)$$

$$R_{23y} = -R_{32y} \quad (5.18)$$

В итоге, на основе уравнений (5.11) – (5.18) определяем неизвестные реакции: R_{23x} , R_{23y} , R_{32x} , R_{32y} , R_{03x} , R_{03y} , R_{12x} , R_{12y} .

Перейдем теперь к рассмотрению последней однозвенной одноподвижной группы. Здесь неизвестными являются реакции в кинематической паре O_1 и обобщенная движущая сила Q . Также, как и в двух предыдущих случаях составим схему, содержащую все силы и моменты, действующие на группу (рисунок 23).

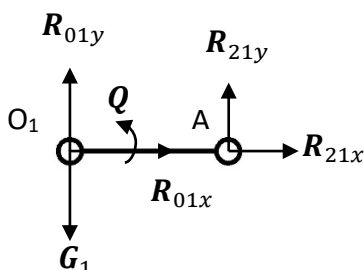


Рисунок 23

Можно записать следующие уравнения:

$$R_{21x} = -R_{12x} \quad (5.19)$$

$$R_{21y} = -R_{12y} \quad (5.20)$$

$$R_{21x} + R_{01x} = 0 \quad (5.21)$$

$$R_{21y} + R_{01y} - G_5 = 0 \quad (5.22)$$

$$Q + R_{21y}x_A - R_{21x}y_A = 0 \quad (5.23)$$

Из записанных уравнений, легко находятся оставшиеся интересующие нас неизвестные, в том числе обобщенная движущая сила: R_{21x} , R_{21y} , R_{01x} , R_{01y} , Q .

Таким образом в данном пункте мы записали уравнения кинетостатики для данного механизма, в общем виде, на основе одного из положений механизма ($q = 0^\circ$). Теперь можно приступить к аналитическому решению полученных уравнений.

Аналитическое решение уравнений кинестатики

Произведем аналитическое решение полученных уравнений кинестатики. Из уравнения (5.6) находим R_{05} :

$$R_{05} = \frac{(\Phi_5 + P)(y_B - y_C) + \Phi_{4x}(y_B - y_{S4})}{(x_B - x_C)} - \frac{\Phi_{4y}(x_B - x_{S4}) + M_{S4}^{(\Phi)}}{(x_B - x_C)} + G_5$$

Из уравнений (5.1) – (5.5) получаем:

$$R_{45x} = -(\Phi_5 + P)$$

$$R_{45y} = G_5 - R_{05}$$

$$M_{05}^{(R)} = 0$$

$$R_{54x} = -R_{45x}$$

$$R_{54y} = -R_{45y}$$

Далее из уравнений (5.7) – (5.10) находим оставшиеся реакции в группе ВВП:

$$R_{34x} = -(\Phi_5 + P + \Phi_{4x})$$

$$R_{34y} = G_5 + G_4 - R_{05} - \Phi_{4y}$$

$$R_{43x} = -R_{34x}$$

$$R_{43y} = -R_{34y}$$

Теперь переходим к группе ВВВ, из уравнений будем последовательно выражать переменные через R_{03y} , пока не получим линейное уравнение относительно данной реакции:

$$R_{03x} = -\frac{\Phi_{3x}(y_B - y_{S3})}{(y_B - y_{O2})} - \frac{(G_3 - \Phi_{3y})(x_B - x_{S3})}{(y_B - y_{O2})} + \frac{R_{03y}(x_B - x_{O2})}{(y_B - y_{O2})} - \frac{M_{S3}^{(\Phi)}}{(y_B - y_{O2})}$$

$$\begin{aligned}
R_{23x} &= \frac{\Phi_{3x}(y_B - y_{S3})}{(y_B - y_{O2})} + \frac{(G_3 - \Phi_{3y})(x_B - x_{S3})}{(y_B - y_{O2})} - \\
&\quad - \frac{R_{03y}(x_B - x_{O2})}{(y_B - y_{O2})} + \frac{M_{S3}^{(\Phi)}}{(y_B - y_{O2})} - \Phi_{3x} - R_{43x} \\
R_{23y} &= -R_{03y} - \Phi_{3y} - R_{43y} + G_3 \\
R_{12x} &= -\Phi_{2x} - R_{32x} = R_{23x} - \Phi_{2x} = \\
&= \frac{\Phi_{3x}(y_B - y_{S3})}{(y_B - y_{O2})} + \frac{(G_3 - \Phi_{3y})(x_B - x_{S3})}{(y_B - y_{O2})} - \\
&\quad - \frac{R_{03y}(x_B - x_{O2})}{(y_B - y_{O2})} + \frac{M_{S3}^{(\Phi)}}{(y_B - y_{O2})} - \Phi_{3x} - R_{43x} - \Phi_{2x} \\
R_{12y} &= \frac{-R_{12x}(y_B - y_A)}{(x_A - x_B)} - \frac{(\Phi_{2y} - G_2)(x_{S2} - x_B)}{(x_A - x_B)} - \\
&\quad - \frac{\Phi_{2x}(y_B - y_{S2})}{(x_A - x_B)} - \frac{M_{S2}^{(\Phi)}}{(x_A - x_B)} = \\
&= - \frac{(\Phi_{2y} - G_2)(x_{S2} - x_B) + \Phi_{2x}(y_B - y_{S2}) + M_{S2}^{(\Phi)}}{(x_A - x_B)} - \\
&\quad - \frac{(y_B - y_A)}{(x_A - x_B)} \left(\frac{\Phi_{3x}(y_B - y_{S2}) + (G_3 - \Phi_{3y})(x_B - x_{S2})}{(y_B - y_{O2})} - \right. \\
&\quad \left. - \frac{R_{03y}(x_B - x_{O2}) - M_{S3}^{(\Phi)}}{(y_B - y_{O2})} - \Phi_{3x} - R_{43x} - \Phi_{2x} \right)
\end{aligned}$$

Подставляя R_{12y} , R_{23y} в (5.15), учитывая, что $R_{32y} = -R_{23y}$, получаем уравнение для нахождения реакции R_{03y} :

					TMM 10.110	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\begin{aligned}
& - \frac{(\Phi_{2y} - G_2)(x_{S2} - x_B) + \Phi_{2x}(y_B - y_{S2}) + M_{S2}^{(\Phi)}}{(x_A - x_B)} - \\
& - \frac{(y_B - y_A)}{(x_A - x_B)} \left(\frac{\Phi_{3x}(y_B - y_{S3}) + (G_3 - \Phi_{3y})(x_B - x_{S3})}{(y_B - y_{O2})} - \right. \\
& - \frac{R_{03y}(x_B - x_{O2})}{(y_B - y_{O2})} + \frac{M_{S3}^{(\Phi)}}{(y_B - y_{O2})} - \Phi_{3x} - R_{43x} - \Phi_{2x}) + \\
& \quad \left. + \Phi_{2y} - G_2 + R_{03y} + \Phi_{3y} + R_{43y} - G_3 = 0 \right.
\end{aligned}$$

Откуда получаем:

$$\begin{aligned}
R_{03y} = & \frac{(x_A - x_B)(y_B - y_{O2})}{(x_A - x_B)(y_B - y_{O2}) - (y_B - y_A)(x_B - x_{O2})} \cdot \\
& \cdot \left(\frac{(\Phi_{2y} - G_2)(x_{S2} - x_B) + \Phi_{2x}(y_B - y_{S2}) + M_{S2}^{(\Phi)}}{(x_A - x_B)} + \right. \\
& + \frac{(y_B - y_A)}{(x_A - x_B)} \left(\frac{\Phi_{3x}(y_B - y_{S3}) + (G_3 - \Phi_{3y})(x_B - x_{S3})}{(y_B - y_{O2})} + \right. \\
& + \frac{M_{S3}^{(\Phi)}}{(y_B - y_{O2})} - \Phi_{3x} - R_{43x} - \Phi_{2x}) - \Phi_{2y} - \Phi_{3y} - R_{43y} + \\
& \quad \left. + G_2 + G_3 \right)
\end{aligned}$$

Получив R_{03y} , последовательно подставляя ее в полученные зависимости найдем все остальные реакции.

Перейдем к последней однозвенной одноподвижной группе. Из уравнений (5.19) – (5.23) получаем:

$$\begin{aligned}
R_{21x} &= -R_{12x} \\
R_{21y} &= -R_{12y} \\
R_{01x} &= -R_{21x} \\
R_{01y} &= G_5 - R_{21y} \\
Q &= -R_{21y}x_A + R_{21x}y_A
\end{aligned}$$

На основе полученного аналитическим путем решения, рассчитаем реакции в кинематических парах и обобщенную движущую силу Q , для обобщенной входной координаты $q = 0^\circ$. Полученные результаты сведем в таблицу.

ВВП			
$M_{05}^{(R)}$	0	R_{05}	148153,05
R_{45x}	-100000,76	R_{34x}	-100003,09
R_{45y}	-148104	R_{34y}	-147956,82
R_{54x}	100000,76	R_{43x}	100003,09
R_{54y}	148104	R_{43y}	147956,82
ВВВ			
R_{03x}	-17346,33	R_{12x}	-82661,77
R_{03y}	-180800,55	R_{12y}	33187,15
R_{23x}	-82657,94	R_{32x}	82657,94
R_{23y}	32990,91	R_{32y}	-32990,91
Кривошип			
R_{21x}	82661,77	R_{01x}	-82661,77
R_{21y}	-33187,15	R_{01y}	33261,98
Обобщенный движущий момент Q		3317,82 Нм	

Для проверки правильности полученных результатов, найдем обобщенный движущий момент с помощью общего уравнения динамики:

$$\begin{aligned}
 G &= -G_2 \frac{dr_{s2}}{dq} - G_3 \frac{dr_{s3}}{dq} - G_4 \frac{dr_{s4}}{dq} - G_5 \frac{dr_{s5}}{dq} \\
 \Phi &= -\Phi_2 \frac{dr_{s2}}{dq} - \Phi_3 \frac{dr_{s3}}{dq} - \Phi_4 \frac{dr_{s4}}{dq} - \Phi_5 \frac{dr_{s5}}{dq} \\
 M &= -M_{s2} \frac{d\varphi_{s2}}{dq} - M_{s3} \frac{d\varphi_{s3}}{dq} - M_{s4} \frac{d\varphi_{s4}}{dq} \\
 Q &= -\left[P \frac{dr_{s5}}{dq} + \Phi + M + G \right] = 3317,85 \text{ Нм}
 \end{aligned}$$

Видим, что полученные значения обобщенных моментов совпадают, что доказывает правильность составления и аналитического решения уравнений кинетостатики для данного положения.

Чтобы проверить правильность проведенного нами аналитически силового расчета, построим графики обобщенного момента на основе полученных аналитически решений уравнений кинетостатики и на основе общего уравнения динамики (рисунок 24). На рисунке синим цветом изображен график зависимости обобщенного момента от входной координаты полученной на основе решения уравнений кинетостатики, красным — на основе общего уравнения динамики.

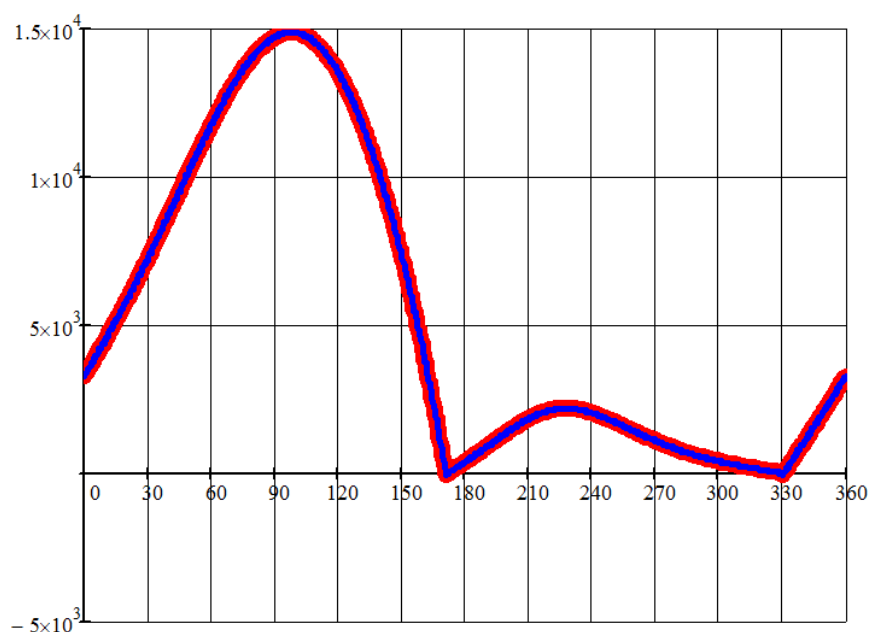


Рисунок 24

По совпадению графиков можно судить о правильности составленных уравнений кинетостатики, а также о правильности их аналитического решения. Произведем теперь графоаналитическое решение уравнений кинетостатики.

Графоаналитическое решение уравнений кинестатики

Построим планы сил для каждой группы. Начнем с групп последнего слоя. А именно группы ВВП. Запишем уравнение равновесия сил, и построим на его основе план сил (рисунок 25). Уравнение имеет вид:

$$P + \Phi_5 + G_5 + R_{05} + G_4 + \Phi_4 + R_{34} = 0$$

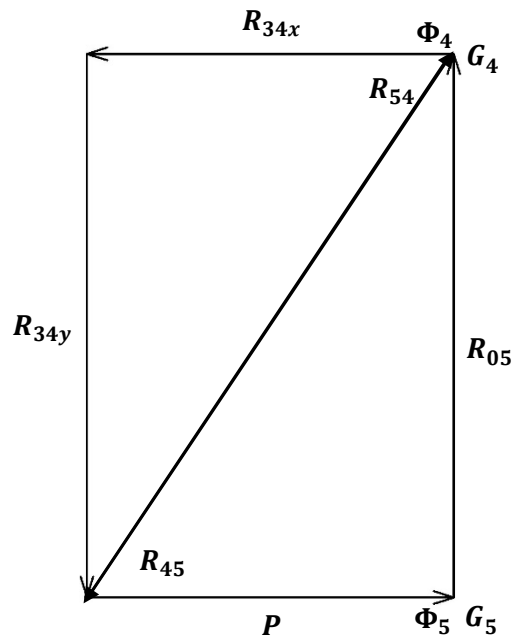


Рисунок 25

Из плана сил видно, что реакции в кинематических парах для данной группы были определены правильно. Переходи к группе ВВВ. Уравнение для данной группы записывается в виде:

$$R_{03} + \Phi_3 + G_3 + R_{43} + G_2 + \Phi_2 + R_{12} = 0$$

План сил изображен ниже на рисунке 26.

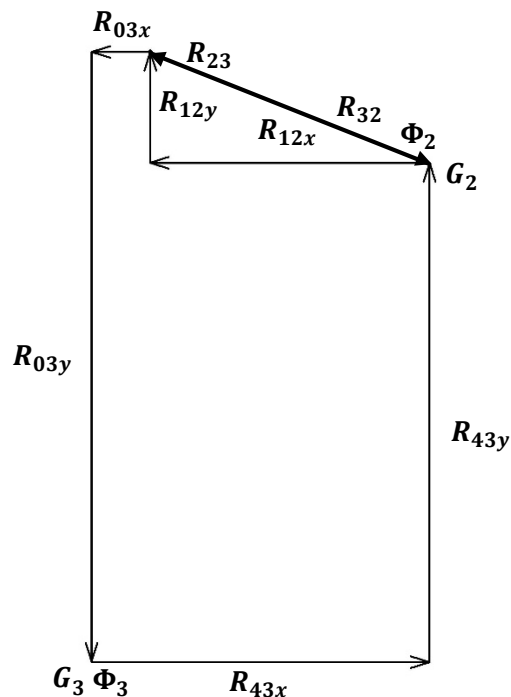


Рисунок 26

Также, как и для предыдущей можем видеть, что реакции в кинематических парах для группы ВВВ получены верно. Перейдем теперь к последней однозвенной одноподвижной группе (рисунок 27). Уравнение равновесия сил имеет форму:

$$R_{21} + R_{01} + G_1 = 0$$

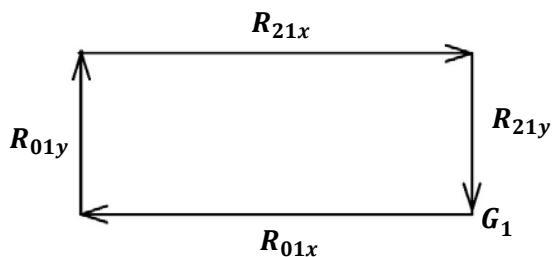


Рисунок 27

Из построенных нами для всех групп планов сил, мы можем судить о правильности полученных в результате аналитического решения результатов.

Выводы

Во второй части курсовой работы был проведен силовой расчет механизма. Были определены задаваемые силы и силы инерции, а также составлены и аналитически решены уравнения кинетостатики, на основе которых был получен обобщенный движущий момент, который также был посчитан с помощью общего уравнения динамики. Кроме аналитического решения было произведено и графоаналитическое решение уравнений. При сравнении результатов, полученных разными методами, результаты оказались одинаковыми, что говорит о правильности полученного решения.

В ходе выполнения курсового проекта в целом были произведены геометрический, кинематический и силовой расчет данного механизма. В результате которых были получены зависимости геометрических и кинематических параметров механизма от обобщенной входной координаты, а также зависимости величин реакций в кинематических парах и обобщенного движущего момента также от обобщенной входной координаты. Результаты, полученные разными методами, позволяют судить о правильности выполнения работы в целом.

Список литературы

1. Евграфов А.Н. Теория механизмов и машин : учебник / А.Н. Евграфов, М.З. Коловский, Г. Н. Петров. — СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – 248 с.
2. Семенов Ю.А. Теория механизмов и машин в примерах и задачах. Ч1: учеб. пособие / Ю.А. Семенов, Н.С.Семенова. — СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – 284 с.
3. Семенов Ю.А. Теория механизмов и машин в примерах и задачах. Ч2: учеб. пособие / Ю.А. Семенов, Н.С.Семенова. — СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 282 с.

					ТММ 10.110	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		