



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УПРАВЛЕНИЕ ЦИФРОВЫХ ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Кафедра «Эксплуатация транспортных систем и логистика»

АНАЛИЗ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Учебно-методическое пособие
по дисциплине

«**Механика**»

Автор
Демьянов А.А.

Ростов-на-Дону, 2021

Аннотация

В учебно-методическом пособии представлены методики выполнения лабораторных работ по дисциплине «Механика». Приведены примеры выполнения требуемых расчетов.

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов всех форм обучения по направлениям подготовки:

23.03.01 – Технология транспортных процессов,

23.03.02 – Наземные транспортно-технологические комплексы,

23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов,

23.05.01 – Наземные транспортно-технологические средства.

Автор

к.т.н., доцент каф. «ЭТСиЛ» Демьянов А.А.



Оглавление

Лабораторная работа № 1.....	4
Лабораторная работа № 2.....	12
Лабораторная работа № 3.....	20
Список литературы	23

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

Кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма

Целью работы является определение структуры плоского механизма и построение векторных планов скоростей и ускорений по исходным данным для определения фактических значений этих параметров.

Рассмотрим порядок выполнения структурного анализа, построения кинематической схемы механизма, а также построения векторных планов скоростей и ускорений, если заданы длины $OA = 0,06$ м, $AB = 2,9 \cdot OA = 0,174$ м, $AC = OA = 0,06$ м, угловая скорость $\omega_1 = 25 \text{ с}^{-1}$, угол $\varphi = 60^\circ$ и смещение направляющей $L = 1,3 \cdot OA = 0,078$ м (рис. 1).

$L_{OA}, \text{ мм } 60$
 $\omega_1, \text{ с}^{-1} 25$
 $\varphi, \text{ град } 60$
 $F, \text{ кН } 0,6$
 $AB=2,9 \times OA; CA=OA; L=1,3 \times OA$

$L_{OA} = 60 \text{ мм}$
 $L_{AB} = 174 \text{ мм}$
 $L_{CA} = 60 \text{ мм}$
 $L = 78 \text{ мм}$

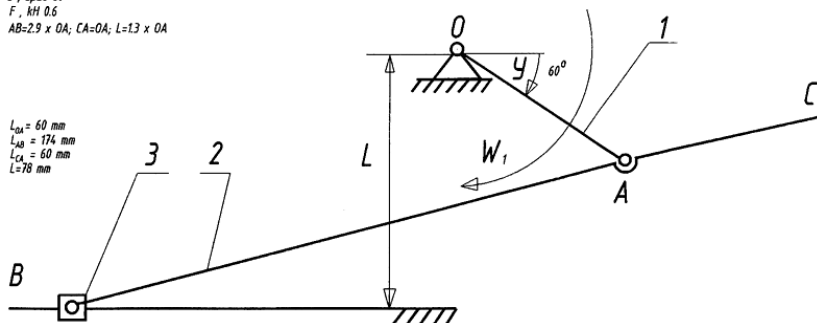


Рис. 1. Кинематическая схема механизма:

1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун; 4 – направляющая; 5 – стойка

Структурный анализ

На первом этапе структурного анализа определяем степень подвижности механизма. В исследуемом механизме число подвижных звеньев $n = 3$ (1, 2, 3), число кинематических пар пятого класса $P_5 = 4$ (O, A, $B_{\text{вр}}$, $B_{\text{пост}}$), четвертого класса $P_4 = 0$, поэтому степень подвижности:

$$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

Исследуемый механизм образован следующим образом: к начальному звену OA и стойке 5 присоединена группа Ассура II кл., 2 пор., 1 вида $СAB$. Начальное звено OA и стойка, образующие вращательную пару, относятся к механизмам I класса [2].

Подвижные звенья: 1 – кривошип (совершает вращательное движение); 2 – шатун (совершает сложное движение); 3 – ползун (совершает поступательное движение).

Неподвижные звенья: 4 – направляющая, 5 – стойка.

Кинематические пары: O, A, C – низшие, вращательные, V класса; B – сложная кинематическая пара низшая, вращательная, V класса.

Рассматриваемый механизм состоит из основного механизма I класса (звенья 1, 5) и групп Ассура II класса (звенья 2, 3), т. е. формула строения механизма: $I(1,5) \rightarrow II(2,3)$

Класс механизма определяется по наивысшему классу входящих в него групп Ассура, т. е. исследуемый механизм относится ко второму классу [1].

План положения механизма

По исходным данным вычерчиваем схему механизма в произвольно выбранном, но удобном для построения масштабе (Приложение, рис. П1). Для этого заданный в метрах размер звена $OA = 0,06$ м изобразим на чертеже в миллиметрах отрезком произвольной длины, например $L_{OA} = 60$ мм, тогда масштаб составит

$$\mu_1 = OA / l_{OA} = 0,06/60 = 0,001 \text{ м/мм},$$

а длины остальных звеньев и вспомогательных размеров

$$l_{AB} = AB / \mu_1 = 0,174/0,001 = 174 \text{ мм}, \quad l_{AC} = AC / \mu_1 = 0,06/0,001 = 60 \text{ мм},$$

$$L = l_e / \mu_1 = 0,078/0,001 = 78 \text{ мм}.$$

Через произвольно выбранную точку O вычерчиваем

кинематическую схему механизма для заданного угла $\varphi = 60^\circ$ положения, используя метод засечек для определения положения точки B . Для этого размером AB из точки A делаем засечку на направляющей $X-X$, которая и определит координаты точки B для заданного положения механизма.

План скоростей механизма

Скорость точки A . Составим векторное уравнение: $\vec{V}_A = \vec{V}_O + \vec{V}_{AO}$. Так как точка O принадлежит стойке, то $V_O = 0$. Точка A вращается относительно неподвижной точки O , поэтому V_A направлена перпендикулярно звену AO в сторону угловой скорости ω_1 и по модулю равна

$$V_A = AO \cdot \omega_1 = 0,06 \cdot 25 = 1,5 \text{ м/с.}$$

Масштаб плана скоростей. Изобразим V_A на чертеже отрезком pa произвольной длины, например 60 мм, тогда масштаб плана скоростей:

$$\mu_v = V_A/pa = 1,5/60 = 0,025 \text{ (м/с)/мм.}$$

Примем за полюс плана скоростей произвольную точку p . Совмещаем с этой точкой все другие точки, скорость которых равна нулю. Из полюса проведем луч, перпендикулярный звену OA и направленный в сторону угловой скорости ω_1 . На этом луче откладываем вектор pa , длина которого принята при определении масштаба плана скоростей равной 60 мм.

Скорость точки B . Для определения положения точки B на плане скоростей составим два векторных уравнения:

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}; \\ \vec{V}_B = \vec{V}_X + \vec{V}_{BX}. \end{cases}$$

В этих уравнениях $V_{BA} \perp BA$ – скорость точки B относительно точки A , $V_{BX} \parallel x$ – скорость точки B относительно направляющей, при этом $V_X = 0$, т. к. сама направляющая X неподвижна.

Решим эти уравнения графически. Для этого из точки a плана скоростей проведем линию действия V_{BA} , перпендикулярную звену AB , а из полюса p линию действия скорости V_{BX} параллельно звену X . На пересечении этих линий получим точку B . При этом вектор абсолютной скорости точки B направлен из полюса в эту точку, а вектор относительной скорости – из точки A в точку B . Величину скорости любой точки определяем умножением длины соответствующего вектора, измеренного на плане скоростей в мм, на масштаб этого плана:

$$V_{BA} = \overrightarrow{ba} \cdot \mu_V = 48 \cdot 0,025 = 1,2 \text{ м/с.}$$

Скорость точки C. Используя свойство подобия [1] плана скоростей $AB/AC = ab/ac$, определим положение точки:

$$\overrightarrow{ac} = \frac{AC \cdot \overrightarrow{ba}}{AB} = \frac{0,06 \cdot 48}{0,174} = 16,6 \text{ мм.}$$

Длину вектора \overrightarrow{ca} откладываем на плане скоростей таким образом, чтобы точки a, b, c были сходственно расположены с точками A, B, C на плане положения механизма, т. е. продолжаем вектор \overrightarrow{ba} за точку a . От точки a откладываем вектор \overrightarrow{ac} . Конечная точка определит искомое положение точки c . Соединим эти точки с полюсом. Вектор \overrightarrow{pc} изображает абсолютную скорость точки. Истинное значение скорости точки C :

$$V_{CA} = \overrightarrow{ac} \cdot \mu_V = 16,6 \cdot 0,025 = 0,41 \text{ м/с.}$$

Угловые скорости звеньев: $\omega_1 = 25 \text{ с}^{-1}$, $\omega_2 = V_{BA}/l_{BA} = 1,2/0,06 = 20 \text{ с}^{-1}$.

Укажем направление ω_2 на плане положения механизма. Для этого мнимо переносим вектор относительной скорости V_{BA} и V_{CA} в точку B плана положения механизма.

Направления этих векторов укажут направления ω_{BA} .

Построение плана скоростей приведено в Приложении, рис П1.

План ускорений механизма

Определение ускорений начинаем с точек ведущего звена AO .

Ускорение точки A. Составим векторное уравнение:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_O + \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^\tau.$$

Так как точка O неподвижна, то $\vec{a}_O = 0$. Точка A вращается относительно неподвижной точки O с постоянной угловой скоростью ω_1 , поэтому тангенциальная составляющая ускорения $\vec{a}_{AO}^\tau = 0$, и полное ускорение точки равно нормальной составляющей $\vec{a}_A = \vec{a}_{AO}^n$, а по модулю ускорение точки A

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 25^2 \cdot 0,06 = 37,5 \text{ м/с}^2.$$

Масштаб плана ускорений. Изобразим a_A на чертеже вектором $\vec{\pi a} = 60$ мм, тогда масштаб $\mu_a = a_A/\pi a = 37,5/60 = 0,625 \text{ (м/с}^2\text{)/мм}$.

Из произвольной точки π (полюса плана ускорений) проведем \vec{a}_{AO}^n параллельно звену AO по направлению к центру вращения, т. е. от точки A к точке O . На этом луче откладываем вектор $\vec{\pi a}$. При этом точки, ускорения которых равны нулю (стойки), совмещаем с полюсом π .

Ускорение точки B. Для определения точки B на плане ускорений составим векторные уравнения:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau; \\ \vec{a}_B = \vec{a}_X + \vec{a}_{BX}^n + \vec{a}_{BX}^\tau. \end{cases}$$

«Механика»

В этих уравнениях $\overrightarrow{a_{BX}^{\tau}} = 0$ и $\overrightarrow{a_X} = 0$, т. к. при поступательном движении тангенциальное ускорение отсутствует, а направляющая X неподвижна. Определим величину нормальной составляющей a_{BA}^n .

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{BA} = 20^2 \cdot 0,174 = 69,6 \text{ м/с}^2.$$

Длина вектора, изображающего a_{BA}^n на плане ускорений, равна:

$$\overrightarrow{a_{BA}^n} = a_{BA}^n \cdot \mu_a = 69,6/0,625 = 111,4 \text{ мм.}$$

Векторы $\overrightarrow{a_{BX}^n}$ и $\overrightarrow{a_{BA}^{\tau}}$ известны по направлению, но не известны по величине. Решаем эти уравнения графически. Для этого из точки a плана ускорений параллельно звену AB в направлении от точки B к A . Откладываем \overrightarrow{ba}^n , а из конца этого вектора проводим в обе стороны прямую, перпендикулярную звену AB . Из точки π параллельно звену X проводим прямую. На пересечении этих линий получим точку b , а следовательно, величину и направления векторов $\overrightarrow{a_{BX}^n}$ и $\overrightarrow{a_{BA}^{\tau}}$. Соединив полученную точку с полюсом плана ускорений, получим вектор $\overrightarrow{\pi b}$ абсолютного ускорения точки B .

Определяем фактическое значение тангенциального ускорения точки B :

$$a_{BA}^{\tau} = \overrightarrow{a_{BA}^{\tau}} \cdot \mu_a = 62 \cdot 0,625 = 38,4 \text{ м/с}^2; \quad a_{BX} = \overrightarrow{a_{BX}^n} \cdot \mu_a = 74 \cdot 0,625 = 45,9 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение точки C. Используя свойство подобия [1] плана ускорений $AB/AC = ab/ac$, определим положение точки C :

$$\overrightarrow{ac^n} = \frac{AC \cdot \overrightarrow{ba^n}}{AB} = \frac{0,06 \cdot 111,4}{0,174} = 38,4 \text{ мм.}$$

Длину вектора $\overrightarrow{ca^n}$ откладываем на плане скоростей таким образом, чтобы точки a, b, c были сходственно расположены с точками A, B, C на плане положения механизма, т. е. продолжаем вектор ускорений за точку a . От точки a откладываем вектор $\overrightarrow{ca^n}$. Из конца этого вектора откладываем перпендикуляр $\overrightarrow{ca^\tau}$, определенный из той же пропорции

$$\overrightarrow{ac^\tau} = \frac{AC \cdot \overrightarrow{ba^\tau}}{AB} = \frac{0,06 \cdot 62}{0,174} = 21,4 \text{ мм.}$$

Конечная точка определит искомое положение точки c . Соединим эти точки с полюсом. Вектор $\overrightarrow{pc^n}$ изображает абсолютную скорость точки C .

Определяем значение тангенциального ускорения точки C

$$a_{CA}^n = \overrightarrow{a_{CA}^\tau} \cdot \mu_a = 38,4 \cdot 0,625 = 24 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BA}^\tau = \overrightarrow{a_{BA}^\tau} \cdot \mu_a = 21,4 \cdot 0,625 = 13,4 \text{ м/с}^2.$$

Угловые ускорения звеньев: $\varepsilon_1 = 0$, т. к. кривошип AO вращается равномерно; $\varepsilon_2 = a_{BA}^\tau / l_{BA} = 38,4 / 0,174 = 220,7 \text{ с}^{-2}$.

Укажем направления ε_2 на плане положения механизма. Для этого мы сможем перенесем векторы тангенциального ускорения $\overrightarrow{a_{CA}^\tau}$ и $\overrightarrow{a_{BA}^\tau}$ в точку A плана механизма. Направление этих векторов укажут направления ε_2 .

Построение плана ускорений приведено на рис. 2.

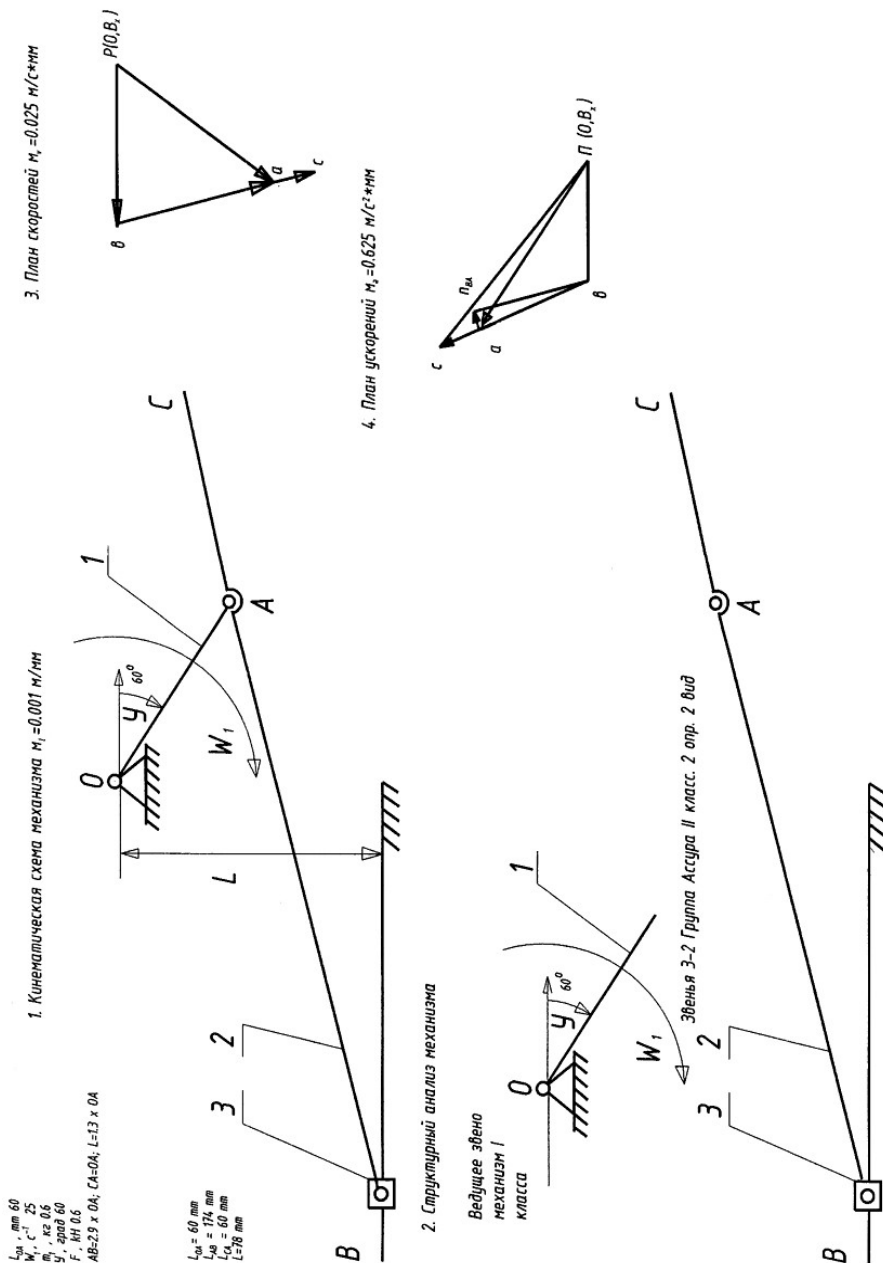


Рис. 2. Структурный и кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

Кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма

Целью работы является определение структуры плоского механизма и построение векторных планов скоростей и ускорений по исходным данным для определения фактических значений этих параметров.

Рассмотрим порядок выполнения структурного анализа, построения кинематической схемы механизма, а так же планов скоростей и ускоренной, если заданы длина $OA = 0,06$ м, $AB = 0,174$ м, $CB = 0,09$ м, $BD = 0,06$ м, $OC = 0,2$ м; угловая скорость $\omega_1 = 25 \text{ с}^{-1}$, угол поворота кривошипа $\varphi = 80^\circ$ (рис. 3).

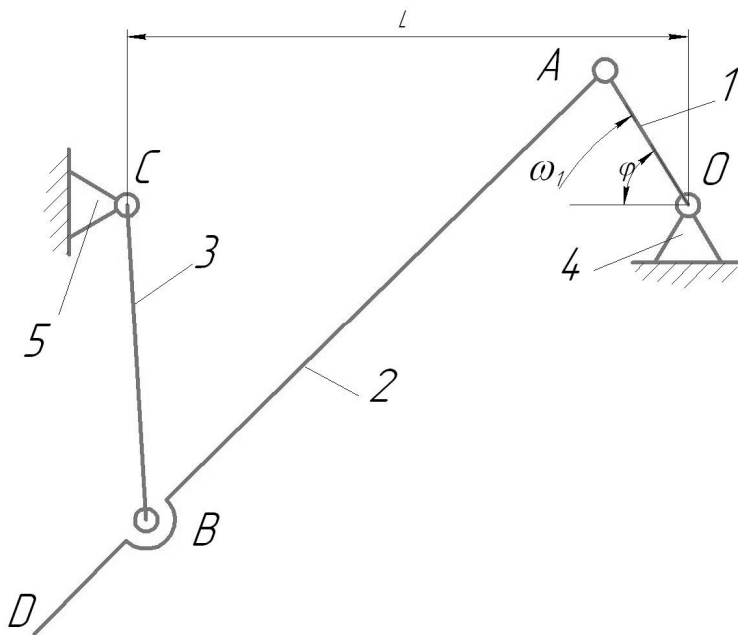


Рис. 3. Кинематическая схема механизма:

1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло; 4, 5 – стойки

Структурный анализ

Структурный анализ механизма выполняется аналогично предыдущему примеру (с. 3). Степень подвижности:

$$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

Исследуемый механизм образован следующим образом: к начальному звену OA и стойке 4 присоединена группа Ассура II кл., 2 пор., 2 вида. Начальное звено OA и стойка 4, образующие вращательную пару O , относятся к механизмам I класса [2].

Подвижные звенья: 1 – кривошип (совершает вращательное движение); 2 – шатун (совершает сложное движение); 3 – коромысло (совершает неполное вращательное движение).

Неподвижные звенья: звенья 4 и 5 – стойки.

Кинематические пары: O , A , и C – простые, низшие, вращательные, V класса; B – сложная, низшая, вращательная, V класса.

Рассматриваемый механизм состоит из основного механизма I класса (звенья 1, 4) и структурной группы Асура II класса (звенья 2, 3), $I(1,4) \rightarrow II(2,3)$. Класс механизма определяется по наивысшему классу входящих в него групп Ассура, т. е. исследуемый механизм относится ко второму классу [1].

План положения механизма

План положения механизма строится аналогично предыдущему примеру. Примем длину звена $l_{OA} = 0,06$ м отрезком длиной 60 мм, тогда масштаб построения $\mu_1 = l_{OA}/OA = 0,06/60 = 0,001$ м/мм, а длины остальных звеньев и вспомогательных размеров:

$$AB = l_{AB}/\mu_1 = 174 \text{ мм}; \quad BC = l_{BC}/\mu_1 = 90 \text{ мм};$$

$$OC = l_{OC}/\mu_1 = 200 \text{ мм}; \quad BD = l_{BD}/\mu_1 = 60 \text{ мм}.$$

Положение точки A. Через произвольно выбранную

точку O проводим горизонтальную и вертикальную оси. В соответствии с заданием от горизонтальной оси откладываем угол поворота φ кривошипа в сторону направления его вращения. На стороне этого угла откладываем длину кривошипа $OA = 60$ мм.

Определим положение точки C . Для этого от точки O влево по горизонтальной оси откладываем расстояния $OC = 200$ мм.

Положение точки B определим методом засечек. Для этого из точки A проводим дугу радиуса $AB = 174$ мм, а из точки C дугу $BC = 90$ мм. На их пересечении получим точку B . Продолжим отрезок AB за точку A , отложим длину $AD = 60$ мм и получим точку D (см. Приложение, рис. П2).

План скоростей механизма

Скорость точки A . Составим векторное уравнение: $\vec{V}_A = \vec{V}_O + \vec{V}_{AO}$. Точка O принадлежит стойке, поэтому $V_0 = 0$. Точка A вращается относительно неподвижной точки O и направлена перпендикулярно звену AO в сторону угловой скорости ω_1 , поэтому:

$$V_A = AO \cdot \omega_1 = 0,06 \cdot 25 = 1,5 \text{ м/с}$$

Масштаб плана скоростей. Изобразим V_A на чертеже отрезком pa произвольной длины, например 60 мм, тогда масштаб плана скоростей:

$$\mu_V = V_A/pa = 1,5/50 = 0,03 \text{ (м/с)/мм.}$$

Примем за полюс плана скоростей произвольную точку p . Совмещаем с этой точкой все другие точки, скорость которых равна нулю. Из полюса проведем луч, перпендикулярный звену AO и направленный в сторону \rightarrow угловой скорости ω_1 . На этом луче откладываем вектор pa , длина которого принята 50 мм.

Скорость точки B . Для определения положения точ-

ки B на плане скоростей составим два векторных уравнения:

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}; \\ \vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC}. \end{cases}$$

В этих уравнениях V_A уже известно, а $V_C = 0$, т. к. точка C неподвижна. Решим эти уравнения графически. Для этого из точки A плана скоростей проведем линию действия V_{AB} , перпендикулярную звену AB , а из полюса p линию действия скорости V_{BC} , перпендикулярную звену BC .

На пересечении этих линий получим точку B . При этом вектор абсолютной скорости точки B направлен из полюса в эту точку, а вектор относительной скорости – из точки A в точку B .

Скорость точки D . Используя свойство подобия плана скоростей, определим положение точки:

$$\vec{da} = \vec{ba} \frac{AD}{BA} = 29 \text{ мм.}$$

Длину вектора da откладываем на плане скоростей таким образом, чтобы точки a, b, d , были сходственно расположены с точками A, B, D на плане положения механизма, т. е. продолжаем вектор \vec{ba} за точку b . От точки a откладываем вектор \vec{da} . Конечная точка определит искомое положение точки d . Соединим эти точки с полюсом. Вектор \vec{pd} изображает абсолютную скорость точки D .

Фактическую величину скорости любой точки в данный момент движения определяем умножением длины соответствующего вектора, измеренного на плане скоростей в мм, на масштаб этого плана:

$$\begin{aligned} V_{DA} &= \vec{da} \cdot \mu_V = 29 \cdot 0,03 = 0,87 \text{ м/с}; \\ V_{BC} &= \vec{bc} \cdot \mu_V = 50 \cdot 0,03 = 1,5 \text{ м/с}; \end{aligned}$$

$$V_{BA} = \overrightarrow{ba} \cdot \mu_V = 20 \cdot 0,03 = 0,6 \text{ м/с.}$$

Угловые скорости звеньев.

$$\omega_2 = V_{BA} / l_{BA} = 0,6 / 0,147 = 4,1 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_3 = V_{BC} / l_{BC} = 1,5 / 0,09 = 16,7 \text{ с}^{-1}.$$

Укажем направление ω_2 и ω_3 на плане положения механизма. Для этого мнимо переносим вектор относительной скорости V_{BA} и V_{BC} в точку B плана положения механизма. Направления этих векторов укажут направления нужных угловых скоростей.

Построение плана скоростей приведено в Приложении, рис. П2.

План ускорений механизма

Определение ускорений начинаем с точек ведущего звена AO .

Ускорение точки A . Составим векторное уравнение:

$$\overrightarrow{a_A} = \overrightarrow{a_O} + \overrightarrow{a_{AO}^n} + \overrightarrow{a_{AO}^\tau}.$$

Так как точка O неподвижна, то a_O . Точка A вращается относительно не подвижной точки O с постоянной угловой скоростью ω_1 поэтому тангенциальная составляющая ускорения $\overrightarrow{a_{AO}^\tau} = 0$, и полное ускорение точки равно нормальной составляющей $a_A = a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 25^2 \cdot 0,06 = 37,5 \text{ м/с}^2$.

Масштаб плана ускорений. Изобразим a_{AO}^n на чертеже вектором $\overrightarrow{\pi a} = 50 \text{ мм}$, тогда масштаб $\mu_a = a_{AO}^n / \overrightarrow{\pi a} = 37,5 / 50 = 0,75 \text{ (м/с}^2\text{)/мм}$.

Из произвольной точки π (полюса плана ускорений) проведем луч параллельно звену AO по направлению к центру вращения, т. е. от точки A к точке O . На этом луче откладываем вектор $\overrightarrow{\pi a}$. При этом точки, ускорения которых

равны O (стойки), совмещаем с полюсом π .

Ускорение точки B . Для определения точки B на плане ускорений составим векторные уравнения:

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

В этих уравнениях так как точка C неподвижна, то $\vec{a}_C = 0$. Определим предварительную величину нормальных составляющих \vec{a}_{BC}^n и \vec{a}_{BA}^n :

$$\begin{aligned} a_{BA}^n &= \omega_2^2 \cdot l_{BA} = 4,1^2 \cdot 0,147 = 2,47 \text{ м/с}^2; & a_{BC}^n &= \omega_3^2 \cdot l_{BC} \\ &= 16,7^2 \cdot 0,09 = 25,1 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

Длины векторов, которые будут изображать нормальные составляющие на плане ускорений, равны:

$$\vec{a}_{BA}^n = a_{BA}^n \cdot \mu_a = 2,47 \cdot 0,75 = 1,85 \text{ мм};$$

$$\vec{a}_{BC}^n = a_{BC}^n \cdot \mu_a = 25,1 \cdot 0,75 = 18,8 \text{ мм}$$

Векторы $\vec{a}_{BC}^\tau \perp BC$ и $\vec{a}_{BA}^\tau \perp BA$ – известны по направлению, но не известны по величине. Число неизвестных равно числу уравнений, поэтому решаем эти уравнения графически. Для этого из точки A плана ускорений параллельно звену AB в направлении от точки B к A . Откладываем ba^n , а из конца этого вектора проводим в обе стороны прямую, перпендикулярную звену AB .

Из точки C параллельно звену BC в направлении от точки B к C откладываем вектор bc^n , а из конца этого вектора проводим в эту сторону прямую, перпендикулярную BC . На пересечении этих линий получим точку b , а следовательно, величину и направления векторов \vec{a}_{BA}^n и \vec{a}_{BC}^n .

Соединим полученную точку с полюсом плана ускорений. Вектор $\vec{\pi b}$ соответствует абсолютному ускорению точки B .

Ускорение точки D . Используя свойство подобия

плана ускорений определим положение точки D :

$$\overrightarrow{da} = \overrightarrow{ba} \frac{AD}{AB} = 62 \cdot \frac{180}{174} = 64 \text{ мм.}$$

Длину вектора \overrightarrow{da} откладываем на плане скоростей таким образом, чтобы точки a, b, d были сходственно расположены с точками A, B, D на плане положения механизма, т. е. соединяем точки a и b на плане ускорений и продолжаем вектор \overrightarrow{ba} за точку b . От точки a откладываем вектор \overrightarrow{da} . Конечная точка определит искомое положение точки d . Соединим эти точки с полюсом. Вектор \overrightarrow{pd} изображает абсолютную скорость точки D .

Фактическую величину скорости любой точки в данный момент движения определяем умножением длины соответствующего вектора, измеренного на плане скоростей в мм, на масштаб этого плана:

$$a_{BC}^{\tau} = \overrightarrow{a_{BC}^{\tau}} \cdot \mu_a = 61 \cdot 0,75 = 45,8 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BA}^{\tau} = \overrightarrow{a_{BA}^{\tau}} \cdot \mu_a = 65 \cdot 0,75 = 49 \text{ м/с}^2.$$

Угловые ускорения звеньев: $\varepsilon_1 = 0$, т. к. кривошип AO вращается равномерно; $\varepsilon_2 = a_{BA}^{\tau}/BA = 45,8/0,174 = 262,9 \text{ с}^{-2}$; $\varepsilon_3 = a_{BC}^{\tau}/BC = 49/0,09 = 542 \text{ с}^{-2}$.

Укажем направления ε_{BA} и ε_{BC} на плане положения механизма. Для этого мнимо перенесем векторы тангенциального ускорения $\overrightarrow{a_{BC}^{\tau}}$ и $\overrightarrow{a_{BA}^{\tau}}$ в точку B плана механизма. Направление этих векторов укажут направления ε_2 и ε_3 .

Построение плана ускорений приведено на рис. 4.

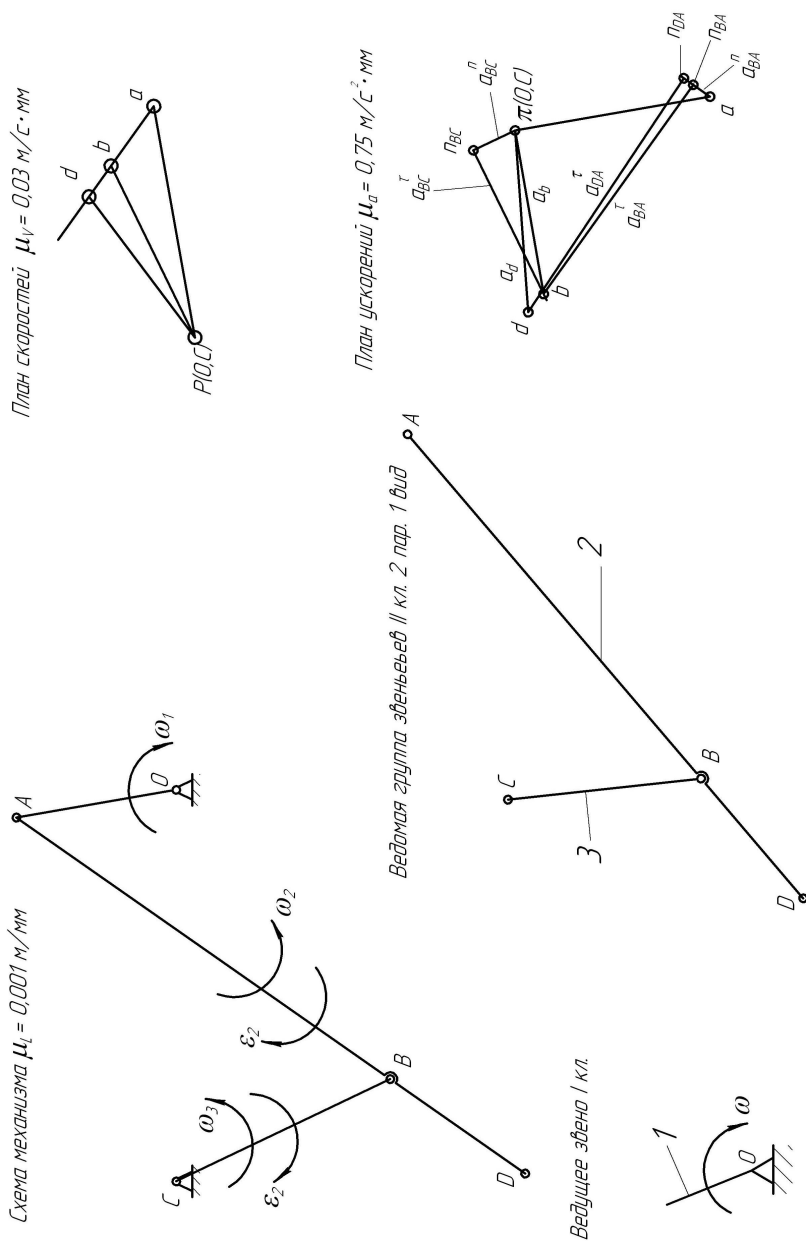


Рис. 4. Структурный и кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма

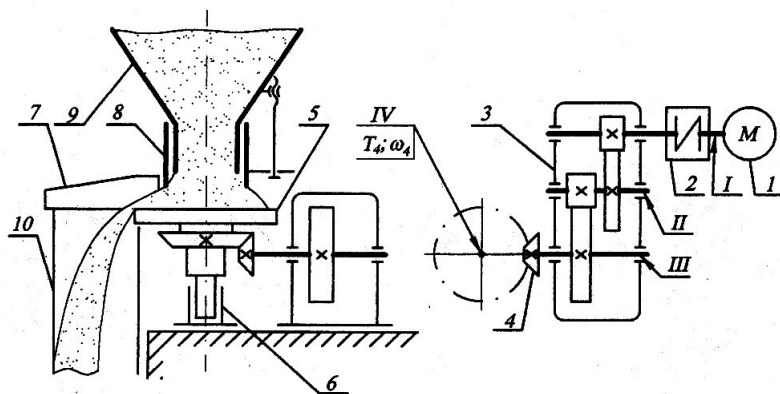
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

Кинематический расчет

Целью работы является определение, назначение и обоснование кинематических и силовых параметров элементов привода, позволяющих проводить дальнейший расчет типовыми методами.

Рассчитать и спроектировать привод к тарельчатому питателю для выгрузки из бункеров сыпучих материалов

Кинематическая схема привода



1 – двигатель; 2 – муфта упругая; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый; 4 – передача коническая зубчатая открытая; 5 – приводной вал с тарелью; 6 – опорный стакан; 7 – скребок; 8 – манжета подвижная; 9 – бункер; 10 – приёмное устройство.

Определение общего коэффициента полезного действия привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1^n \times \eta_2^n \times \eta_3^n \times \dots \times \eta_{\text{пк}}^n$$

где η_1 – КПД первой после двигателя передачи привода, η_2 – КПД второй передачи, η_3 – КПД третьей передачи и т.д., $\eta_{\text{пк}}$ – КПД каждой пары подшипников качения; n – количество одинаковых передач в приводе.

Требуемая мощность на входном валу редуктора

$$P = \frac{T \cdot \omega}{\eta_{\text{общ}}} (\text{кВт}).$$

Частота вращения выходного вала редуктора

$$n_4 = \frac{30 \cdot \omega_4}{\pi} (\text{с}^{-1}).$$

По соответствующему актуальному ГОСТу принимаем асинхронный электродвигатель с асинхронной частотой вращения - n (об/мин), мощностью N (кВт) и скольжением ротора s (%)

Фактическая частота вращения ротора

$$n_1 = n \cdot (1 - S) = 1000 \cdot (1 - 0,025) (\text{с}^{-1}).$$

Угловая скорость электродвигателя

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} (\text{рад} / \text{с}).$$

Общее передаточное отношение привода

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_4}$$

Разбиваем передаточное число привода согласно соответствующему для каждого вида передач актуальному ГОСТу

$$U_B = U_1 \cdot U_1 \cdot U_3 \cdot \dots$$

где U_1, U_2, U_3 – передаточные числа передач привода соответственно (в нашем случае быстроходной передачи редуктора, тихоходной и открытой передачи).

Округляем согласно ГОСТ и находим фактическое передаточное число.

Передаваемая мощность на каждом валу:

$$P_1 = P_{\text{дв}} \times \eta_1 \text{ кВт},$$

$$P_2 = P_1 \times \eta_1 \times \eta_4 \text{ кВт},$$

$$P_3 = P_2 \times \eta_2 \times \eta_4 \text{ кВт},$$

$$P_4 = P_3 \times \eta_3 \times \eta_4 \text{ кВт}.$$

Частоты и угловые скорости вращения каждого вала:

$$n_1 = n_{\text{дв}} \text{ об/мин}, \quad \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \text{ с}^{-1},$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{б}}} \text{ об/мин}, \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} \text{ с}^{-1},$$

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{\text{т}}} \text{ об/мин}, \quad \omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} \text{ с}^{-1}.$$

$$n_4 = \frac{n_3}{U_{\text{откр}}} \text{ об/мин}, \quad \omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} \text{ с}^{-1}.$$

После этого определяем фактическую угловую скорость вращения $\omega_{\text{ф}}$ последнего (приводного) вала и сравниваем с значением из заданной схемы $\omega_{\text{т}}$

$$\Delta = \frac{\omega_{\text{т}} - \omega_{\text{ф}}}{\omega_{\text{т}}} \cdot 100\% \leq [\pm \Delta \%]$$

Если полученная погрешность не превышает допустимой по заданию $[\pm\Delta]$, то завершаем расчет.

Вращающий момент на каждом валу:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} \text{ Н}\cdot\text{м},$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Демьянов, А.А.** Основы теории конструирования и производства техники транспорта / А.А. Демьянов, Е.А. Ковалев, В.С. Малмалаев. – Ростов н/Д : РГУПС, 1994. – 15 с.
2. **Демьянов, А.А.** Кинематическое исследование плоского шарнирного механизма / А.А. Демьянов, Е.А. Ковалев. – Ростов н/Д : РГУПС, 1994. – 16 с 832 с.: ил.