

УДК 531.8; 621.01
 DOI: 10.22213/2413-1172-2025-3-28-41

Методика кинематического расчета кривошипно-ползунного механизма при заданном графике скорости ползуна

Н. В. Захаренков, кандидат технических наук, Омский государственный технический университет, Омск, Россия

И. Н. Дроздов, ООО «Омскэлектротех», Омск, Россия

А. Ю. Попов, доктор технических наук, профессор, Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Известные методы расчета и проектирования кривошипно-ползунных механизмов позволяют решать задачу их кинематического расчета в разных постановках, однако практически всегда при равномерно движущемся кривошипе. С появлением шаговых двигателей линейные перемещения реализуются чаще всего шарико-винтовыми передачами. Использование кривошипно-ползунного механизма позволяет обеспечить большие скорости линейного перемещения. В этой связи решение задачи кинематического расчета кривошипно-ползунного механизма при заданном графике скорости ползуна является актуальным. Изложена разработанная методика определения кинематических характеристик кривошипа. На примере рассмотрен порядок расчета кривошипно-ползунного механизма при заданном графике скорости ползуна, работающего по неравномерному закону движения кривошипа. Этот закон реализуется средствами шагового двигателя. Предложенная методика определения кинематических характеристик кривошипно-ползунного механизма проводится в несколько этапов в следующем указанном порядке. Находятся положения звеньев методом засечек, определяется требуемый закон движения кривошипа, при этом ползун принимается в качестве входного звена с заданным законом изменения скорости. Проводится расчет скоростей методом планов для всех положений механизма. Расчет углового ускорения кривошипа производится методом графического дифференцирования. Определяются ускорения всех характерных точек механизма методом планов. В статье проведено исследование кинематических характеристик кривошипно-ползунного механизма при заданном графике скорости ползуна на конкретном примере. Указанная методика позволяет определить кинематические характеристики механизма при заданном графике скорости ползуна и неравномерном движении кривошипа, закон движения которого будет обеспечен системой управления двигателем. На основании полученной зависимости производится проектирование системы управления двигателем для обеспечения заданного закона движения выходного звена.

Ключевые слова: кривошипно-ползунный механизм, закон движения, метод засечек, метод графического дифференцирования, кинематический расчет.

Введение

Кривошипно-ползунные механизмы в настоящее время находят широкое применение в механических системах для выполнения различных технологических операций, несмотря на всё большее распространение управляемых серводвигателей [1–3]. В основе создания новых высокоэффективных и надежных машин и механизмов лежат научные методы исследования и проектирования, а также методы численного расчета [4]. В классической [5–7] и современной [8, 9] литературе по кривошипно-ползунным механизмам не приводится методов расчета при заданном графике скорости ползуна. Например, для решения поставленной в работе [10] задачи существующие методы подходят не в полной мере. Современные подходы к решению задач при заданной нелиней-

ной характеристике выходного звена основываются на поиске свойств отдельных типов механизмов [11–13], в том числе достаточно сложных, как, например, рассмотренные в работах [14–16].

Поэтому была сформулирована следующая задача – разработка методики определения кинематических характеристик кривошипно-ползунного механизма при заданном графике скорости ползуна и неравномерном движении кривошипа.

Решить задачу получения заданной характеристики выходного звена можно путем задания нелинейной характеристики вращения вала двигателя, которая с учетом передаточной функции механизма даст движение выходного звена с заданными характеристиками. Таким образом, необходимо решить обратную задачу

синтеза, а для реализации нелинейного движения входного звена использовать шаговый серводвигатель.

Исследуемый кривошипно-ползунный механизм применяется в качестве части передаточного механизма в составе привода подачи режущего инструмента во фрезерном станке, что в полной мере обосновывается подходами, изложенными в работе [17]. Перпендикулярно направляющей ползуна установлен электродвигатель режущего инструмента – фрезы. Рабочее положение механизма горизонтальное. Передаточная функция кривошипно-ползунного механизма в некоторой степени будет влиять на его кинематические характеристики на прямом и обратном ходах, но в любом случае может быть компенсирована системой управления двигателем. Поэтому рассмотрение схемы можно производить в любом положении.

Спроектировать рассматриваемый механизм с требуемыми кинематическими характеристиками – обеспечением постоянной скорости перемещения ползуна с заданными нелинейно меняющимися скоростями и постоянной угловой скоростью кривошипа – невозможно. Предложенная Е. С. Гебель, А. Ю. Поповым и И. Н. Дроздовым методика расчета позволяет определять кинематические характеристики только для механизма с равномерно движущимся кривошипом. Для реализации требуемого закона движения ползуна используется приближенная зависимость, которая не позволяет получить необходимый закон управления частотой вращения серводвигателя, что по существу не в полной мере решает поставленную задачу, – не дает точной характеристики двигателя. Ее необходимо корректировать, несмотря на попытку уточнения параметров геометрии применяемого механизма [18]. Тем не менее показанная в работе [19] эффективность высокоскоростного фрезерования при силе резания в несколько ньютонов, позволяющая уменьшить вес силовых и движущихся частей привода и кратно повысить скорость подачи, подчеркивает актуальность поиска методики расчета такого рода механизмов.

Цель исследования – разработка методики кинематического расчета кривошипно-ползунного механизма при заданном графике скорости ползуна.

При этом используются хорошо отработанные и наглядные методы: графический метод засечек, метод графического дифференцирования и графоаналитический метод планов.

Исследование кинематических характеристик кривошипно-ползунного механизма

Определение кинематических характеристик кривошипно-ползунного механизма (рис. 1) при заданном графике скорости выходного звена возможно при выполнении расчета в следующем порядке.

1. Находятся положения звеньев методом засечек, определяется требуемый закон движения кривошипа, при этом ползун принимается в качестве входного звена с заданным законом изменения скорости.

2. Проводится расчет скоростей методом планов для всех положений механизма.

3. Расчет углового ускорения кривошипа производится методом графического дифференцирования.

4. Определяются ускорения всех характерных точек механизма методом планов.

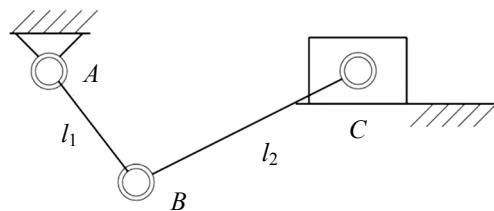


Рис. 1. Схема кривошипно-ползунного механизма

Fig. 1. Scheme of the slider-crank mechanism

Указанная методика позволяет определить кинематические характеристики механизма при заданном графике скорости ползуна и неравномерном движении кривошипа, закон движения которого будет реализовываться системой управления двигателем, поскольку обеспечить заданный закон изменения линейной скорости ползуна для рассматриваемого механизма возможно только при регулировании угловой скорости кривошипа.

Для проведения кинематического анализа механизма воспользуемся графоаналитическим (методом планов) и графическими (метод засечек, кинематических диаграмм) методами. Они характеризуются наглядностью, относительной простотой и в связи с появлением САПР способны обеспечить более высокую точность результатов.

Разметка механизма

Рассмотрим задачу о положениях для воспроизведения заданного закона движения ползуна. Воспользуемся графическим методом решения задачи определения скорости входного

звена механизма по нескольким заданным положениям выходного звена, в которых изменяется скорость. Эта задача может быть решена с помощью элементарных геометрических построений.

Разметка строится в масштабе. Масштабный коэффициент μ_l , м/мм, связан с длиной кривошипа следующим образом:

$$\mu_l = \frac{l_1}{AB},$$

где l_1 – длина кривошипа реального механизма, м; AB – длина отрезка, изображающего кривошип на разметке, мм.

Длина отрезка AB на чертеже выбирается произвольно. Длина отрезка BC , которым на разметке изображается шатун, определяется из расчета длины отрезка на чертеже через масштабный коэффициент μ_l .

Построение разметки начинается с выбора положения на поле чертежа точки A на стойке, относительно которой вращается кривошип. Из нее проводится прямая параллельная направляющей, по которой перемещается точка C ползуна и шатуна. Далее находятся крайние положения ползуна на направляющей. Строятся отрезки длиной AB вдоль траектории движения ползуна в обе стороны. Таким образом, получаются положения точки B кривошипа для крайних положений ползуна. Траектория движения точки A кривошипа за цикл его движения лежит на окружности диаметром AB с центром в точке A . Из полученных точек B строятся отрезки длиной BC вдоль траектории движения ползуна. На концах отрезков получаются точки C положения ползуна, соответствующие его крайним положениям.

Для определения положений кривошипа в зависимости от требуемой скорости ползуна строится диаграмма скорости ползуна выше траектории его движения. Параллельно направляющей ползуна в соответствующем масштабе вписывается график изменения скорости ползуна между его крайними положениями. Ось ординат направляется перпендикулярно направляющей.

Масштабный коэффициент $\mu_{V_{\max}}$ диаграммы $V_{\max}(S)$, $(\text{м} \cdot \text{с}^{-1})/\text{мм}$, вычисляется по формуле

$$\mu_{V_{\max}} = \frac{V_{\max}}{\bar{V}_{\max}},$$

где \bar{V}_{\max} – длина отрезка, которым максимальное значение скорости V_{\max} изображается на диаграмме, мм. Длина отрезка \bar{V}_{\max} выбирается произвольно.

Проанализировав заданный график изменения скорости ползуна, можно выделить основные участки, где скорость изменяется нелинейно. Если график задан плавными кривыми, то следует его преобразовать в кусочно-линейный график. Тогда интерес представляют положения ползуна, когда меняется линейный характер скорости. Для определения значения скорости в любом i -м положении ползуна из точки на траектории его движения строится перпендикуляр к линии движения ползуна до пересечения с графиком $V_{\max}(S)$. Измерив ординату \bar{V}_i , мм, можно вычислить величину скорости движения ползуна по формуле $V_i = \bar{V}_i \mu_{V_{\max}}$.

Из точек положений ползуна C_i на разметке строятся отрезки длиной BC с привязкой на пересечении с окружностью радиусом AB . Полученные на пересечении точки обозначаются B_i . Пересечения находятся в соответствии с поворотом кривошипа таким образом, чтобы на разметке получились последовательно расположенные по окружности в одном направлении положения точки B .

Получившиеся интервалы между положениями, на которых линейно изменяется скорость ползуна, при наличии промежуточных положений можно разбить либо относительно равномерных шагов ползуна, либо относительно равномерных угловых шагов кривошипа. Если производить разбивку на равные угловые промежутки движения кривошипа между положениями, то скорость его перемещения получается одинаковой на прямом и обратном ходах.

Аналогичным образом можно найти траекторию движения любой точки механизма, например, центра масс s_2 .

Расчет скоростей

Таким образом, строя разметку механизма методом засечек и принимая ползун в качестве входного звена с заданным законом изменения скорости, можно определить требуемый закон движения кривошипа. Для этого графоаналитическим методом (методом планов) проводится расчет кинематических характеристик для всех положений механизма.

Поскольку шатун совершает плоское движение, скорости его точек B и C связаны зависимостью $\vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB}$, где \vec{V}_B – переносная скo-

рость точки B ; \vec{V}_{CB} – относительная скорость точки C относительно B ; \vec{V}_C – абсолютная скорость точки C . Уравнение имеет два неизвестных и может быть решено графически.

Для построения плана скоростей, то есть решения векторного уравнения, нужно выбрать масштабный коэффициент, $(\text{м} \cdot \text{с}^{-1})/\text{мм}$, который определяется исходя из заданного значения скорости ползуна:

$$\mu_v = V_C / pc,$$

где pc – длина отрезка, которым скорость \vec{V}_C , мм , изображается на плане скоростей. Скорость точки C ползуна направлена вдоль траектории его движения. Проводится построение отрезка pc из полюса p в направлении движения ползуна. Вектор скорости \vec{V}_B направляют перпендикулярно кривошипу в рассматриваемом его положении в сторону вращения. Строится прямая, проходящая через полюс p перпендикулярно кривошипу в рассматриваемом положении. Затем проводится луч из точки c плана в сторону пересечения с построенной прямой, и на их пересечении указывается точка b .

Скорость точки B кривошипа, м/с , в любом положении будет определяться из выражения

$$V_B = \mu_v pb.$$

По полученному значению скорости точки B кривошипа в каждом положении получают угловую скорость ω_1 , с^{-1} :

$$\omega_1 = V_B / l_1.$$

Расчет модулей скоростей, м/с , в каждом рассматриваемом положении механизма выполняется после измерения длин отрезков bc и ps_2 на плане скоростей по следующим формулам:

$$V_{BC} = \mu_v bc;$$

$$V_{S2} = \mu_v ps_2.$$

Угловую скорость шатуна, с^{-1} , находят из выражения

$$\omega_2 = V_{BC} / l_2.$$

Из расчетов для каждого положения можно получить зависимость угловой скорости кривошипа от его угла поворота и построить график.

Расчет ускорений

Определение ускорений характерных точек механизма является весьма важным этапом расчета. Именно по графику ускорений можно судить о наличии ударов. При построении систе-

мы управления можно получить непрерывную функцию изменения ускорения, которая требуется для обеспечения движения механизма без ударов. Кроме того, силовой расчет следует выполнять с учетом ускоренного движения звеньев, так как их ускорения в современных быстроходных машинах весьма значительны. Исключение из внимания ускоренного движения звеньев вызовет недооценку нагружающих сил, что может привести к ошибкам в дальнейших инженерных расчетах. Такая недооценка приведет к заниженным значениям сил в кинематических парах, что особенно проявится в механизмах быстроходных машин.

У кривошипа полное ускорение \vec{a}_B точки B равно геометрической сумме двух составляющих: нормального ускорения \vec{a}_B^n , направленного к центру вращения, то есть от точки B к точке A , и тангенциального \vec{a}_B^t , направленного перпендикулярно к AB в сторону, соответствующую направлению углового ускорения ε_1 .

Следовательно,

$$\vec{a}_B = \vec{a}_B^n + \vec{a}_B^t,$$

$$\text{где } a_B^n = \omega_1^2 l_1; \quad a_B^t = \varepsilon_1 l_1.$$

Поскольку тангенциальная составляющая ускорения точки B зависит от неизвестной величины углового ускорения, то метод планов в данном случае неприменим. Для определения углового ускорения кривошипа ε_1 воспользуемся методом графического дифференцирования, поскольку известен полученный ранее график изменения угловой скорости кривошипа ω_1 .

Кривые, построенные при помощи графических методов дифференцирования, получаются не совсем точными. Поэтому такими методами пользуются в том случае, когда кривая перемещения ведомого звена не имеет простого графического метода построения, например, трапециoidalный закон, представленный в работе «Привод подачи режущего инструмента фрезерного станка для обработки вафельного фона». На данной стадии проектирования определяется закон движения звена в функции времени. Находится период времени одного оборота кривошипа из разметки. Берется перемещение и скорость движения ползуна на участке пути, где происходит линейное изменение скорости. Отсюда время прохождения ползуном участка пути можно найти из выражения

$$t_i = S_i / V_m,$$

где S_i – ход ползуна на i -м участке пути, м; $V_m = \left(V_{\max(i)} + V_{0(i-1)} \right) / 2$ – средняя скорость на пути, м/с; $V_{0(i-1)}$ – начальная скорость на предыдущем участке, м/с.

Далее находится отношение этого времени к углу поворота кривошипа на пройденном ползуном участке. Масштабный коэффициент горизонтальной оси времени, с/мм, вычисляется по формуле

$$\mu_t = t_i / \varphi_i,$$

где φ_i – расстояние на оси времени, изображающее угол поворота кривошипа в i -м положении, мм.

Сначала дифференцируемый график $\omega(t)$ преобразуется в кусочно-линейную функцию, и между точками положений кривошипа кривая заменяется хордами. Затем на продолжении оси абсцисс графика $\varepsilon(t)$ выбирается точка P – полюс дифференцирования на некотором расстоянии от начала координат левее оси. Из полюса проводятся лучи, параллельные соответствующим хордам, до пересечения с осью ординат графика $\varepsilon(t)$. Через полученные точки проводятся параллельные оси абсцисс линии. На соответствующем участке изменения аргумента график искомой производной представляет собой отрезок прямой, параллельной оси абсцисс.

Смысл выполненных действий прост: производная от линейной (на участке) функции есть величина постоянная, и искомый график получается в виде гистограммы. Окончательный вид график получает при проведении через средины вершин столбцов лекальной кривой.

Масштабный коэффициент графика угловой скорости кривошипа, $\text{с}^{-1}/\text{мм}$, вычисляется из соотношения

$$\mu_{\omega i} = \omega_i / B_i W_i,$$

где ω_i – угловая скорость кривошипа в i -м положении, с^{-1} ; $B_i W_i$ – расстояние от оси абсцисс до точки на кривой, мм;

углового ускорения, $\text{с}^{-2}/\text{мм}$, – из соотношения

$$\mu_{\varepsilon} = \mu_{\omega i} / (\mu_t B_0 P),$$

где $B_0 P$ – расстояние от начала координат до полюса, мм.

Расчет значений углового ускорения в i -м положении механизма, с^{-2} , производится по формуле

$$\varepsilon_i = B_i E_i \mu_{\varepsilon},$$

где $B_i E_i$ – расстояние от оси абсцисс до точки на кривой, мм.

После проведения расчетов для всех положений механизма с разметкой полученные данные удобно сводить в таблицу.

При известных значениях угловой скорости шатуна ω_2 и углового ускорения кривошипа ε_1 возможно определить нормальное ускорение a_B^n точки B , м/с^2 , как

$$a_B^n = \omega_1^2 l_1$$

и тангенциальную составляющую, м/с^2 , как

$$a_B^t = \varepsilon_1 l_1.$$

Для построения плана ускорений нужно выбрать масштабный коэффициент μ_a , $(\text{м} \cdot \text{с}^{-2})/\text{мм}$, который определяется исходя из значения нормального ускорения точки B и вычисляется из соотношения

$$\mu_a = \frac{a_B^n}{pn},$$

где pn – длина отрезка, которым ускорение \vec{a}_B^n изображается на плане, мм. Длина отрезка pn выбирается произвольно.

Ускорение \vec{a}_B^t изображается отрезком $nb = \frac{a_B^t}{\mu_a}$, мм.

Модуль ускорения точки B кривошипа, м/с^2 , в любом рассматриваемом положении механизма будет определяться из выражения $a_B = pb \mu_a$ после измерения длины отрезка pb .

Ускорение \vec{a}_C точки C шатуна связано с ускорением его точки B зависимостью $\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^t$.

Ускорение \vec{a}_B направлено согласно полученному решению для кривошипа. Ускорение \vec{a}_{CB}^n направлено параллельно шатуну из точки C в точку B , а \vec{a}_{CB}^t – перпендикулярно BC .

Величина нормальной составляющей относительного ускорения, м/с^2 , вычисляется по формуле $a_{CB}^n = \omega_2^2 l_2$.

Ускорение \vec{a}_{s2} центра масс шатуна определяется по свойству подобия плана ускорений. Для расчета величины a_{s2} составляется пропор-

ция $\frac{l_{BS_2}}{l_{BC}} = \frac{bs_2}{bc}$. Из этой пропорции следует, что

$$bs_2 = bc \frac{l_{BS_2}}{l_{BC}}.$$

Отрезок bs_2 откладывается на плане ускорений от точки b на прямой bc , таким образом,

получается точка s_2 . Далее она соединяется с полюсом плана ускорений. Отрезок ps_2 изображает в масштабе μ_a ускорение a_{s2} центра масс шатуна.

Расчет модулей ускорений в рассматриваемом положении механизма, м/с^2 , выполняется по следующим формулам:

$$a_{CB}^t = nc\mu_a;$$

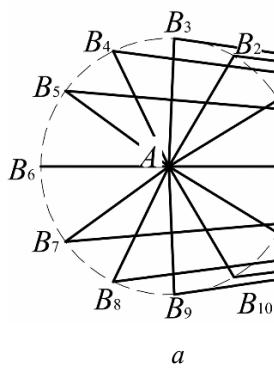
$$a_{CB} = bc\mu_a;$$

$$a_C = pc\mu_a;$$

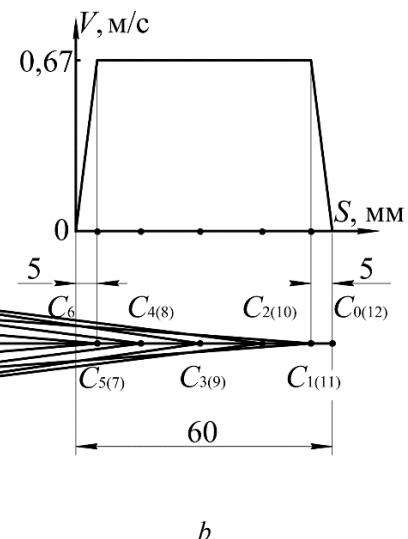
$$a_{s2} = ps_2\mu_a.$$

Угловое ускорение шатуна, с^{-2} , вычисляется по формуле $\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^t}{l_2}$.

Угловое ускорение шатуна, с^{-2} , вычисляется по формуле $\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^t}{l_2}$.



a



b

Рис. 2. Разметка механизма: a – разметка для 12 положений; b – график изменения скорости ползуна от его перемещения

Fig. 2. Mechanism marking: a - marking for 12 positions; b - graph of change in slider speed from its movement

Построим разметку в масштабе. Масштабный коэффициент μ_l выберем произвольно. Длину отрезка AB на чертеже выберем так, чтобы масштабный коэффициент был целым числом или простой десятичной дробью. Примем $AB = 30$ мм, тогда масштабный коэффициент связан с размером l_1 следующим образом:

$$\mu_l = \frac{l_1}{AB} = \frac{0,03}{30} = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Длина отрезка BC , изображающего на разметке шатун, составит $BC = \frac{l_2}{\mu_l} = \frac{0,21}{0,001} = 210$ мм исходя из длины шатуна l_2 реального механизма.

Результаты расчетов кинематических характеристик кривошипно-ползунного механизма с нелинейным движением входного звена для всех положений сводятся в таблицу.

Пример расчета кинематических характеристик кривошипно-ползунного механизма

В соответствии с кинематической схемой механизма, представленной в работе Е. С. Гебель, А. Ю. Попова и И. Н. Дроздова, в примере приняты следующие значения кинематических размеров:

- эксцентризитет 0 м;
- длина l_1 кривошипа AB составляет 0,030 м;
- длина l_2 шатуна BC составляет 0,210 м;
- расстояние от точки B до центра масс шатуна 0,070 м.

График изменения скорости задан и изображен на рисунке 2, b.

Построим точку A на поле чертежа и из нее проведем, для рассматриваемого примера, горизонтальную прямую, по которой перемещается точка C ползуна и шатуна.

Построим крайние положения ползуна. Из точки A (рис. 2, a) построим отрезки длиной AB влево и вправо от точки A – вдоль траектории движения ползуна. На концах отрезков обозначим полученные точки B_0 и B_6 соответственно. Построим окружность с центром в точке A диаметром AB . Получим траекторию движения кривошипа за цикл его движения. Из точек B_0 и B_6 построим отрезки длиной BC вдоль траектории движения ползуна в одном направлении (где расположен ползун). На концах отрезков

обозначим полученные точки как C_0 и C_6 соответственно. Эти построения дают крайние положения ползуна и его полный ход между точками C_0 и C_6 .

На рисунке 2, *b*, изображен график изменения линейной скорости ползуна в зависимости от его положения на прямом и обратном ходу. Характеристика полностью симметрична и обеспечивает лучшие режимы обработки резанием.

Диаграмму скорости ползуна разместим выше траектории его движения на чертеже. Ось абсцисс диаграммы параллельна направляющей ползуна, а начало ее системы координат совпадает с точкой C_0 на разметке. Перпендикулярно направляющей откладываем ось скорости ползуна.

Для построения графика изменения скорости ползуна в масштабе выберем масштабный коэффициент $\mu_{V_{\max}}$ произвольно. Длину отрезка \bar{V}_{\max} , которым максимальное значение скорости V_{\max} изображается на диаграмме, выберем так, чтобы масштабный коэффициент $\mu_{V_{\max}}$ был целым числом или простой десятичной дробью. Примем $\bar{V}_{\max} = 45$ мм, тогда вычислим масштабный коэффициент $\mu_{V_{\max}}$ диаграммы $V_{\max}(S)$ по формуле $\mu_{V_{\max}} = \frac{V_{\max}}{\bar{V}_{\max}} = \frac{0,67}{45} = 0,0149 \left(\text{м} \cdot \text{с}^{-1} \right) / \text{мм}$.

Так как заданным является график линейной скорости ползуна, то интерес представляют положения ползуна, отстоящие на 5 мм в начале и конце его хода. Длина отступа от крайних положений C_0 и C_6 на диаграмме, выполненной на разметке, составит $C_{0(6)}C_{1(5)} = \frac{S}{\mu_l} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{0,001} = 5$ мм.

Если график симметричен на прямом и обратном ходах, то координаты C_1 и C_5 будут совпадать с C_{11} и C_7 соответственно. Поскольку изменений скорости на диаграмме в других точках нет, то соединим точки графика с учетом масштабного коэффициента $\mu_{V_{\max}}$.

Построим отрезки длиной BC с началом в точках C_1 и C_5 с привязкой на пересечении с окружностью радиусом AB в секторе на прямом ходу. Обозначим полученные на пересечении точки B_1 и B_5 . Пересечения находим в соответствии с поворотом кривошипа против часовой стрелки таким образом, чтобы на окружности радиуса AB получились последовательно в одном направлении точки $B_0, B_1, B_5, B_6, B_7, B_{11}$. Соединим отрезками каждую получен-

ную точку B_i с точкой A и получим положения кривошипа, соответствующие изменениям скорости ползуна.

Оставшийся интервал между положениями B_1 и B_5 (B_7 и B_{11}) разобьем на равные угловые промежутки между первым/одиннадцатым и пятым/седьмым положениями. На разметке показаны полученные траектории движения точек B и C .

Расчет скоростей

Определим требуемый закон движения кривошипа, выраженный графиком угловой скорости от угла поворота. Проведем расчет кинематических характеристик для всех положений механизма методом планов.

Построим план скоростей в масштабе (рис. 3). Масштабный коэффициент μ_v выберем произвольно. Длину отрезка pc на чертеже выберем так, чтобы масштабный коэффициент был целым числом или простой десятичной дробью. Примем $pc = 33,34$ мм, тогда масштабный коэффициент связан со скоростью движения ползуна следующим образом:

$$\mu_v = V_C / pc = 0,67 / 33,34 = 0,02 \left(\text{м} \cdot \text{с}^{-1} \right) / \text{мм},$$

где pc – длина отрезка, которым скорость \vec{V}_C изображается на плане скоростей. Вектор \vec{V}_C направлен вдоль направляющей ползуна. Проведем построение отрезка pc из полюса p влево по рисунку, поскольку кривошип вращается против часовой стрелки. Вектор скорости \vec{V}_B направлен перпендикулярно кривошипу в рассматриваемом его положении в сторону вращения. Построим прямую в полюсе p перпендикулярно кривошипу в рассматриваемом положении. Далее построим луч из точки c плана в сторону пересечения с построенной прямой. Точка пересечения будет искомая точка b .

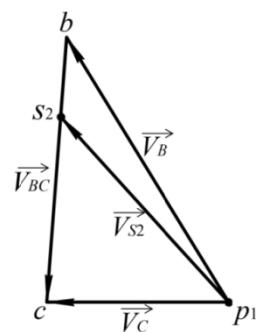


Рис. 3. План скоростей для первого положения механизма

Fig. 3. Velocity vector diagram for the first position of the mechanism

Скорость точки B кривошипа в первом положении определим из выражения $V_B = \mu_v p b = 0,02 \cdot 56,885 = 1,137$ м/с. По полученному значению скорости точки B кривошипа в первом положении получим угловую скорость ω_1 при установившемся движении ползуна после прохождения им расстояния 5 мм и выхода на заданную скорость резания 40 м/мин (0,67 м/с): $\omega_1 = V_B / l_1 = 1,137 / 0,030 = 37,923$ с⁻¹.

Выполним расчет модулей скоростей и угловой скорости шатуна в рассматриваемом первом положении механизма:

$$V_{BC} = \mu_v b c = 0,02 \cdot 48,649 = 0,972 \text{ м/с};$$

$$V_{S2} = \mu_v p s_2 = 0,02 \cdot 45,841 = 0,916 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = V_{BC} / l_2 = 0,972 / 0,210 = 4,633 \text{ с}^{-1}.$$

Произведем аналогичные построения для всех положений разметки механизма, полученные данные сведем в таблицу 1.

На рисунке 4 показана построенная по данным таблицы 1 характеристика изменения угловой скорости кривошипа в зависимости от его угла поворота при заданной абсолютной скорости ползуна.

Таблица 1. Данные расчета линейных скоростей точек и угловых скоростей звеньев на выбранных положениях кривошипа

Table 1. Calculation data for linear velocities of points and angular velocities of links at selected crank positions

Скорость № п/п	ϕ_1 , град.	ω_1	ω_2	V_B	V_C	V_{S2}	V_{BC}
		с ⁻¹			м/с		
0/12	0/360	0	0	0	0	0	0
1	31,483	37,923	4,633	1,137	0,67	0,916	0,972
2	59,6	24,016	1,749	0,720	0,67	0,684	0,367
3	87,716	22,112	0,127	0,663	0,67	0,664	0,026
4	115,833	26,341	1,653	0,790	0,67	0,738	0,347
5	143,95	42,718	4,951	1,281	0,67	1,027	1,039
6	180	0	0	0	0	0	0
7	216,05	42,718	4,951	1,281	0,67	1,027	1,039
8	244,166	26,341	1,653	0,790	0,67	0,738	0,347
9	272,283	22,112	0,127	0,663	0,67	0,664	0,026
10	300,4	24,016	1,749	0,720	0,67	0,684	0,367
11	328,516	37,923	4,633	1,137	0,67	0,916	0,972

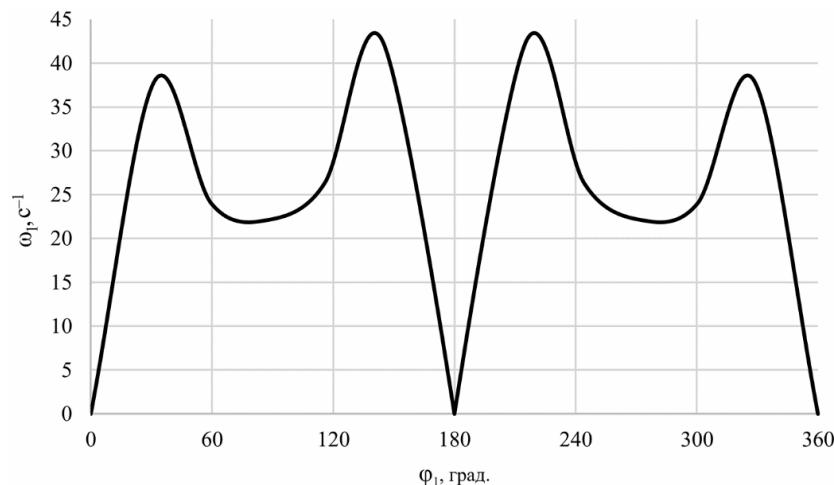


Рис. 4. График изменения угловой скорости кривошипа

Fig. 4. Graph of change in angular velocity of the crank

Расчет ускорений

Определим ускорения характерных точек механизма. Предварительно определим угловое ускорение кривошипа ϵ_1 методом графического дифференцирования. Исходными данными будет график угловой скорости кривошипа ω_1 (см. рис. 4).

Найдем период времени одного оборота кривошипа. Из разметки берем перемещение 0,005 м и скорость движения ползуна 0,67 м/с на фазе разгона. Получим время прохождения ползуном 5 мм из выражения $t_1 = S_1 / V_m$, где $V_m = (V_{\max} + V_0) / 2$ – средняя скорость при разгоне, м/с; V_0 – началь-

ная скорость на предыдущем участке, м/с. Тогда $t_1 = \frac{0,005 \cdot 2}{0,67} = 0,015$ с.

Найдем отношение этого времени к углу поворота кривошипа за пройденные 5 мм пол-

зуном, получим масштабный коэффициент горизонтальной оси времени $\mu_t = t_1 / \phi_1 = 0,015 / 31,478 = 0,0004765$ с / мм, где ϕ_1 – расстояние, мм, между точками B_0 и B_1 на оси времени (рис. 5).

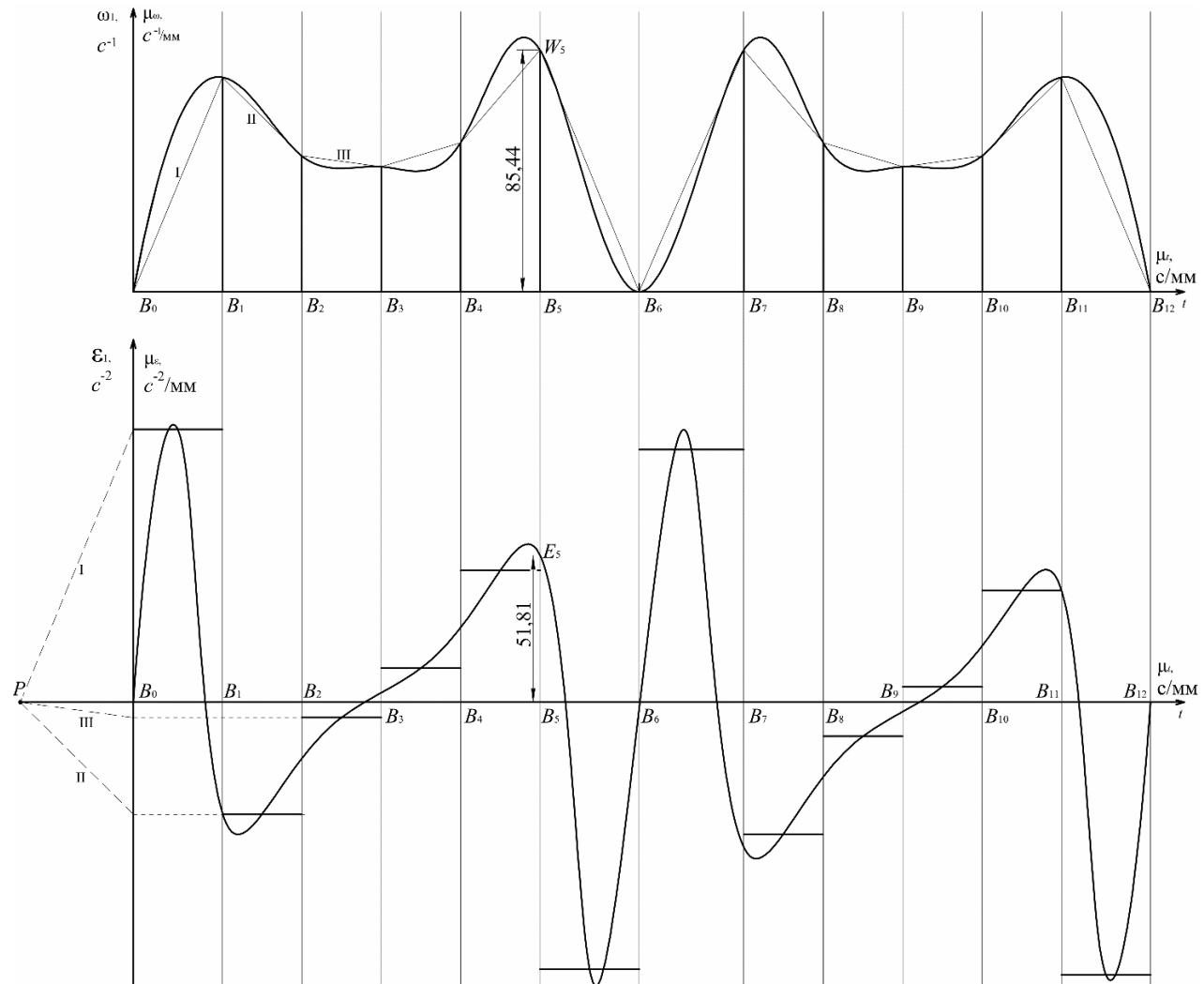


Рис. 5. Графическое решение для определения углового ускорения кривошипа, полученное графическим дифференцированием графика угловой скорости кривошипа

Fig. 5. Graphical solution for determining the angular acceleration of the crank, obtained by graphical differentiation of the graph of the angular velocity of the crank

При дифференцировании будем использовать метод хорд. Преобразуем график $\omega(t)$ в кусочно-линейную функцию (см. рис. 5), заменяя кривую на участках I, II, III и т. д. хордами. Затем укажем полюс дифференцирования – точку P на расстоянии $H = 20$ мм от начала координат оси абсцисс графика $\varepsilon(t)$. Параллельно хордам на каждом участке проводим из полюса P лучи I, II, III и т. д. до пересечения с осью ординат графика $\varepsilon(t)$. Через полученные точки проводим линии, параллельные оси абсцисс. На соответствующем участке изменения аргумента (на-

пример, 0 – 1 для хорды I; 2 – 3 для хорды III и т. д.) график искомой производной представляет собой отрезок прямой, параллельной оси абсцисс.

График углового ускорения (см. рис. 5) получим проведением через середины вершин столбцов лекальной кривой.

Масштабный коэффициент графика угловой скорости кривошипа, например, для пятого положения, где действуют наибольшие ускорения, вычисляется из соотношения $\mu_{\omega 1} = \omega_5 / B_5 W_5 = 42,718 / 85,436 = 0,5$ с⁻¹/мм; углового ускоре-

ния $\mu_e = \mu_{\omega 1}/(\mu B_0 P) = 1/(0,5 \cdot 20) = 0,5/(0,0004765 \cdot 20) = 52,4634 \text{ с}^{-2}/\text{мм}$.

Расчет значений углового ускорения, например, в пятом положении механизма выполним

по формуле $\varepsilon_5 = B_5 E_5 \mu_e = 51,81 \cdot 52,4634 = 2718,129 \text{ с}^{-2}$. Произведем аналогичные расчеты для всех положений разметки механизма, полученные данные сведем в таблицу 2.

Таблица 2. Данные расчета линейных ускорений точек и угловых ускорений звеньев на выбранных положениях кривошипа

Table 2. Calculation data for linear accelerations of points and angular accelerations of links at selected crank positions

Ускорение № п/п	a_B^n	a_B^t	a_B	a_C	a_{CB}^n	a_{CB}^t	a_{s2}	ε_1	ε_2
	м/с ²							с ⁻²	
0/12	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	43,14	72,8087	84,631	3,0343	4,5075	84,522	56,444	-2426,956	402,485
2	17,30	30,848	35,369	20,992	0,642	30,6906	27,775	-1028,282	146,146
3	14,66	5,178	15,555	3,679	0,0033	14,598	10,884	172,604	69,518
4	20,81	41,5038	46,431	24,0935	0,573	37,0521	36,408	1383,459	176,438
5	54,74	81,543	98,216	0,6038	5,147	98,06	81,85	2718,128	466,952
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	54,74	80,489	97,342	0,6038	5,147	98,06	81,85	-2682,978	466,952
8	20,81	41,551	46,431	24,0935	0,573	37,0521	36,408	-1383,459	176,438
9	14,66	5,164	15,555	3,679	0,0033	14,598	10,884	-172,604	69,518
10	17,30	30,848	35,369	20,992	0,642	30,6906	27,775	1028,282	146,146
11	43,14	72,8401	84,631	3,0343	4,5075	84,522	56,444	2428,006	402,485

Определим расчетом нормальное ускорение a_B^n точки B как

$$a_B^n = \omega_1^2 l_1 = 37,923 \cdot 0,03 = 43,144 \text{ м/с}^2;$$

и тангенциальную составляющую как

$$a_B^t = \varepsilon_1 l_1 = 2426,956 \cdot 0,03 = 72,8086 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение \vec{a}_B^n изобразим на плане (рис. 6) отрезком $pn = 43,144$ мм. Тогда масштабный коэффициент плана ускорений $\mu_a = \frac{a_B^n}{pn} = \frac{43,144}{43,144} = 1 \text{ (м} \cdot \text{с}^{-2}\text{)}/\text{мм}$.

Тангенциальное ускорение точки B \vec{a}_B^t изобразим отрезком $nb = \frac{a_B^t}{\mu_a} = \frac{72,8086}{1} = 72,8086$ мм.

Ускорение точки B кривошипа в первом положении определим из выражения $a_B = pb\mu_a = 84,631 \cdot 1 = 84,631 \text{ м/с}^2$.

Величину нормальной составляющей относительного ускорения вычислим по формуле $a_{CB}^n = \omega_2^2 l_2 = 4,633^2 \cdot 0,21 = 4,5075 \text{ м/с}^2$.

Ускорение центра масс шатуна исходя из свойства подобия плана изобразим отрезком

$$bs_2 = bc \frac{l_{BS_2}}{l_{BC}} = 84,642 \cdot (0,07/0,21) = 28,214 \text{ мм.}$$

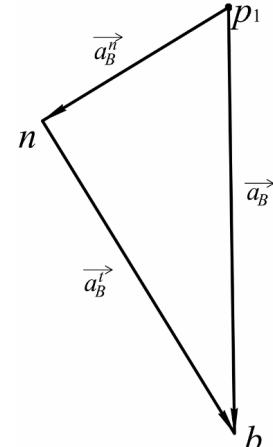


Рис. 6. План ускорений для определения ускорения точки B в первом положении кривошипа

Fig. 6. Acceleration diagram for determining the acceleration of point B in the first position of the crank

Отрезок bs_2 , изображающий ускорение \vec{a}_{s2} центра масс шатуна, откладываем на плане ускорений (рис. 7) от точки b на прямой bc и получаем точку s_2 . Соединяем ее с полюсом плана ускорений.

Расчет модулей ускорений в первом положении механизма выполним по формулам:

$$a_{CB}^t = nc\mu_a = 84,522 \cdot 1 = 84,522 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{CB}^n = bc\mu_a = 84,642 \cdot 1 = 84,642 \text{ м/с}^2;$$

$$a_C = pc\mu_a = 3,0343 \cdot 1 = 3,0343 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{s2} = ps_2\mu_a = 56,444 \cdot 1 = 56,444 \text{ м/с}^2.$$



Рис. 7. План ускорений для первого положения механизма

Fig. 7. Acceleration diagram for the first position of the mechanism

Угловое ускорение шатуна вычислим по формуле

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^t}{l_2} = \frac{84,522}{0,21} = 402,485 \text{ с}^{-2}.$$

Произведем аналогичные построения для всех положений разметки механизма, полученные данные сведем в таблицу 2.

Результаты и их обсуждение

Рассмотрена методика определения закона движения кривошипа при заданном графике скорости ползуна. Найдены кинематические характеристики кривошипно-ползунного механизма, представленные на рисунках 4, 5. Где просматриваются свойства графиков скорости и ускорения: при максимальных значениях амплитуд угловой скорости угловое ускорение проходит через нулевое значение. Если угловая скорость и угловое ускорение кривошипа совпадают по направлению, то в данном положении кривошип вращается ускоренно, если наоборот – кривошип вращается замедленно.

Максимальные значения ускорений создают значительные динамические нагрузки от сил инерции, которые передаются на неподвижное звено – стойку. Инерционность звеньев способствует или препятствует движению рабочих органов механизмов. В результате появляются вибрации в звеньях и фундаменте, дополнительные динамические нагрузки, напряжения в отдельных звеньях механизма, шум и др.

Проанализируем закон движения выходного звена. Фазы движения выходного звена за время одного оборота кривошипа следующие: удаление, дальнее стояние, возвращение и ближнее стояние. Законы движения выходного звена механизма можно разделить на три группы: вызывающие явление жесткого удара, мягкого удара, безударные.

По причине необходимости исключения жесткого удара, как в механизме, так и на исполнительном механизме – фрезе, характеристика имеет в начале и конце фаз удаления и возвращения снижение до нуля скорости ползуна.

Судя по данным таблицы 2, для ускорения точки *C* ползуна будут возникать мягкие удары, вызванные силой инерции, скачкообразно изменяющей свое значение. Работа механизмов с такими законами движения выходного звена сопровождается вибрациями, шумом и повышенным изнашиванием.

Возможным направлением исследования может быть решение задачи синтеза механизма с безударными свойствами. Например, оценка графика скорости и закона движения входного звена при заданной характеристике ускорения выходного звена. Но приоритетным, в поставленной задаче, является обеспечение лучших условий по резанию исполнительным механизмом.

Если двигатель выполняет функцию управления движением, механизм, преобразующий вращательное движение в поступательное, можно наделить свойствами, дающими требуемую выходную характеристику ползуна. Рычажные звенья по существу становятся паразитными, не влияющими на характер преобразования движения, но являются необходимыми для передачи движения на значительные расстояния.

В работе [20] проводится исследование кривошипно-кулисного механизма, который используется в двигателях внутреннего сгорания, где показано, что он дает аналогичную кривошипно-ползунному механизму характеристику, но несколько лучшую по ряду критериев, таких как разгрузка поршня от боковых сил, перераспределение усилия на подшипник коленчатого вала, снижая импульсную нагрузку в момент сгорания, и др. Кривошипно-кулисные механизмы при заданной характеристике выходного звена, в том числе представленные в работе [21], также могут быть рассчитаны по приведенной методике.

Выводы

Цель работы достигнута – разработана методика кинематического расчета кривошипно-

ползунного механизма при заданном графике скорости ползуна.

1. Методика позволяет производить проектирование механизма с наглядным представлением кинематических характеристик.

2. Результаты исследования на конкретном примере показывают, что на основании полученной зависимости угловой скорости кривошипа от его угла поворота можно произвести проектирование системы управления двигателем для обеспечения заданного закона движения ползуна.

3. Кривошипно-кулисные механизмы (как один из примеров) также могут быть рассчитаны по приведенной методике.

Библиографические ссылки

1. Бычков И. В., Дворников Л. Т., Жуков И. А. К исследованию кинематики металлургических ножниц с параллельными ножами // Известия высших учебных заведений. Черная Металлургия. 2019. № 62 (4). С. 308–314. <https://doi.org/10.17073/0368-0797-2019-4-308-314>

2. Фаизов М. Р., Мудров А. П. Исследование движения сферического тренажера // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26, № 1. С. 182–191.

3. Koser K. (2004) A slider crank mechanism based robot arm performance and dynamic analysis. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 39, no. 2, pp. 169–182. DOI: 10.1016/S0094-114X(03)00112-5

4. Chen Yu., Sun Yu., Yang D. (2017) Investigations on the dynamic characteristics of a planar slider-crank mechanism for a high-speed press system that considers joint clearance. *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 31, no. 1, pp. 75–85. DOI: 10.1007/s12206-016-1209-z

5. Артоболевский И. И., Блох З. Ш., Добровольский В. В. Синтез механизмов. Москва ; Ленинград : Гостехиздат, 1944. 387 с.

6. Артоболевский И. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. А. Синтез плоских механизмов. М. : Физматгиз, 1959. 1084 с.

7. Байер Р. Кинематический синтез механизмов. Основы теории метрического синтеза механизмов / пер. с нем. Я. Л. Геронимуса. М. : Машгиз, 1959. 318 с.

8. Дворников Л. Т., Большаков Н. С. Теория кривошипно-ползунных механизмов : монография. Новокузнецк : [б. и.], 2008. 138 с. ISBN 978-5-8441-0282-0

9. Andrzej Urbaś, Jacek Stadnicki (2025) Applications of dynamics metamodels of an eccentric crank-slider mechanism in the initial phase of their design. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 205, p. 105886. ISSN 0094-114X <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2024.105886>

10. Гебель Е. С., Попов А. Ю., Дроздов И. Н. Привод подачи режущего инструмента фрезерного станка для обработки вафельного фона // Омский науч-

ный вестник. 2024. № 2 (190). С. 21–28. DOI: 10.25206/1813-8225-2024-190-21-28

11. Волков Г. Ю., Алексеева Ю. В. Особенности задачи синтеза некруглых зубчатых колес планетарных механизмов с плавающими сателлитами // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2024, № 9 (774). С. 10–18.

12. Prikhodko A.A., Novitskiy A.V. (2024) Dynamic analysis of piston air compressor: 2024 International Russian Automation Conference (RusAutoCon). IEEE, 2024, pp. 1048-1052.

13. Ha J.-L., Fung R.-F., Chen K.-Yu., Hsien Sh.-Ch. (2006) Dynamic modeling and identification of a slider-crank mechanism. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 289, no. 4, pp. 1019-1044. DOI: 10.1016/j.jsv.2005.03.011

14. Prikhod'ko A.A., Novitskiy A.V. (2024) Structural analysis of gear-lever cyclic mechanisms with noncircular gears. *Russian Engineering Research*, vol. 44, no. 12, pp. 1781-1783. DOI: 10.3103/S1068798X24702964

15. Prikhodko A.A., Smelyagin A.I. (2025) The concept of spaces in the structural analysis and synthesis of mechanisms and machines. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 205:105889. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2024.105889

16. Волков Г. Ю., Алексеева Ю. В. Структурно-кинематические особенности трехзвенных центроидных механизмов и синтез некруглых зубчатых колес планетарно-роторной гидромашины // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2024. Т. 27, № 4. С. 22–30. DOI: 10.22213/2413-1172-2024-4-22-30

17. Девятов Д. А., Чернова А. А. Оценка возможности автоматизации формирования технологических процессов в мелкосерийном производстве // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2023. Т. 26, № 3. С. 67–74. DOI: 10.22213/2413-1172-2023-3-67-74

18. Попов А. Ю., Дроздов И. Н., Попова Е. Е. Повышение точности микрофрезерования на станках с ЧПУ на основе разработки устройства с применением кривошипно-шатунного механизма // Вестник МГТУ «Станкин». 2024. № 3 (70). С. 31–37.

19. Дроздов И. Н., Попов А. Ю. Эффективность применения кривошипно-ползунного привода для фрезерования вафельного фона // Архитектура, строительство, транспорт. 2024. № 2 (108). С. 96–104. DOI: 10.31660/2782-232X-2024-2-96-104

20. Мухтаров А. Т., Мурзагалиев А. Ж., Нуралин Б. Н. Исследование кривошипно-кулисного механизма оппозитного типа // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2018. № 3 (71). С. 131–134. EDN XRTRMD

21. Devyaterikov S., Krylov E., Gubert A., Nazarov A. (2023) Kinematical Analysis and Dimensional Synthesis of RRPR-Type Four-Bar Mechanism in MMS Study Course. Trends in Educational Activity in the Field of Mechanism and Machine Theory (2018–2022). ISEMMS 2022. *Mechanisms and Machine Science*, vol. 128, pp. 35-43. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-031-25730-8_4

References

1. Bychkov I.V., Dvornikov L.T., Zhukov I.A. (2019) [Kinematics of metallurgical cutters with parallel blades]. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*, vol. 62, no. 4, pp. 308-314. DOI: <https://doi.org/10.17073/0368-0797-2019-4-308-314> (in Russ.).
2. Faizov M.R., Mudrov A.P. (2019) [Issledovanie dvizhenija sfericheskogo trenazhera]. *Vestnik Moskovskogo aviacionnogo instituta*, vol. 26, no. 1, pp. 182-191 (in Russ.).
3. Koser K. (2004) A slider crank mechanism based robot arm performance and dynamic analysis. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 39, no. 2, pp. 169-182. DOI: [10.1016/S0094-114X\(03\)00112-5](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(03)00112-5)
4. Chen Yu., Sun Yu., Yang D. (2017) Investigations on the dynamic characteristics of a planar slider-crank mechanism for a high-speed press system that considers joint clearance. *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 31, no. 1, pp. 75-85. DOI: [10.1007/s12206-016-1209-z](https://doi.org/10.1007/s12206-016-1209-z)
5. Artobolevskij I.I., Bloh Z.Sh., Dobrovolskij V.V. (1944) *Sintez mehanizmov* [Synthesis of mechanisms]. Moscow ; Leningrad : Gostehizdat Publ., 1944, 387 p. (in Russ.).
6. Artobolevskij I.I., Levitskij N.I., Cherkudinov S. A. (1959) *Sintez ploskikh mehanizmov* [Synthesis of planar mechanisms]. Moscow: Fizmatgiz Publ., 1959, 1084 p. (in Russ.).
7. Bejer R. (1959) *Kinematiceskij sintez mehanizmov. Osnovy teorii metricheskogo sinteza mehanizmov* [Kinematic synthesis of mechanisms. Fundamentals of the theory of metric synthesis of mechanisms]. Moscow, Mashgiz, 1959, 318 p. (in Russ.).
8. Dvornikov L.T., Bol'shakov N.S. (2008) *Teorija krivoshipno-polzunnyh mehanizmov* [Theory of crank-slider mechanisms]. Novokuzneck, 2008, 138 p. (in Russ.).
9. Urbaś A., Stadnicki J. (2025) [Applications of dynamics metamodels of an eccentric crank-slider mechanism in the initial phase of their design]. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 205, p. 105886. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2024.105886>
10. Gebel' E.S., Popov A.Ju., Drozdov I.N. (2024) [Cutting tool feed drive of wafer background milling machine]. *Omsk Scientific Bulletin*, vol. 190, no. 2, pp. 21-28. DOI: [10.25206/1813-8225-2024-190-21-28](https://doi.org/10.25206/1813-8225-2024-190-21-28) (in Russ.).
11. Volkov G.Ju., Alekseeva Ju.V. (2024) [Peculiarities of the problem of synthesis of non-circular gears of planetary mechanisms with floating satellites]. *Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie*, vol. 774, no. 9, pp. 10-18 (in Russ.).
12. Prikhodko A.A., Novitskiy A.V. (2024) Dynamic analysis of piston air compressor: 2024 International Russian Automation Conference (RusAutoCon). IEEE, 2024, pp. 1048-1052.
13. Ha J.-L., Fung R.-F., Chen K.-Yu., Hsien Sh.-Ch. (2006) Dynamic modeling and identification of a slider-crank mechanism. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 289, no. 4, pp. 1019-1044. DOI: [10.1016/j.jsv.2005.03.011](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.03.011)
14. Prikhod'ko A.A., Novitskiy A.V. (2024) Structural analysis of gear-lever cyclic mechanisms with noncircular gears. *Russian Engineering Research*, vol. 44, no. 12, pp. 1781-1783. DOI: [10.3103/S1068798X24702964](https://doi.org/10.3103/S1068798X24702964)
15. Prikhodko A.A., Smelyagin A.I. (2025) The concept of spaces in the structural analysis and synthesis of mechanisms and machines. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 205:105889. DOI: [10.1016/j.mechmachtheory.2024.105889](https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2024.105889)
16. Volkov G.Ju., Alekseeva Ju.V. (2024) [Structural and kinematic features of three-link centroid mechanisms and synthesis of non-circular gear wheels of a planetary-rotor hydraulic machine]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, vol. 27, no. 4, pp. 22-30. DOI: [10.22213/2413-1172-2024-4-22-30](https://doi.org/10.22213/2413-1172-2024-4-22-30) (in Russ.).
17. Devyatov D.A., Chernova A.A. (2023) [Evaluation of the possibility of automation of the formation of technological processes in small-scale production]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, vol. 26, no. 3, pp. 67-74. DOI: [10.22213/2413-1172-2023-3-67-74](https://doi.org/10.22213/2413-1172-2023-3-67-74) (in Russ.).
18. Popov A.Ju., Drozdov I.N., Popova E.E. (2024) [Increasing the accuracy of micromilling on a machine tool based on the development of a device using a crank mechanism]. *Vestnik MSUT "Stankin"*, vol. 70, no. 3, pp. 31-37 (in Russ.).
19. Drozdov I.N., Popov A.Ju. (2024) [Efficiency of using a crank-slider drive for milling a waffle background]. *Arhitektura, stroitel'stvo, transport*, vol. 108, no. 2, pp. 96-104. DOI: [10.31660/2782-232X-2024-2-96-104](https://doi.org/10.31660/2782-232X-2024-2-96-104) (in Russ.).
20. Muhtarov A.T., Murzagaliev A.Zh., Nuralin B.N. (2018) [Study of the crank mechanism of the opposite type]. *Izvestija Orenburgskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, vol. 71, no. 3, pp. 131-134 (in Russ.).
21. Devyatikov S., Krylov E., Gubert A., Nazarov A. (2023) Kinematical Analysis and Dimensional Synthesis of RRPR-Type Four-Bar Mechanism in MMS Study Course. Trends in Educational Activity in the Field of Mechanism and Machine Theory (2018–2022). ISEMMS 2022. *Mechanisms and Machine Science*, vol. 128, pp. 35-43. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-031-25730-8_4

Methodology for Kinematic Analysis of a Crank-Slider Mechanism with a Defined Slider Speed Graph

N.V. Zakharenkov, PhD in Engineering, Omsk State Technical University, Omsk, Russia

I.N. Drozdov, LLC "OmskElektrotech", Omsk, Russia

A.Yu. Popov, DSc in Engineering, Professor, Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Known methods of analysis and design of slider-crank mechanisms allow solving the problem of their kinematic analysis in different statements, but almost always with a uniformly moving crank. With the advent of stepper motors, linear movements are most often implemented by ball screw transmissions. The use of a slider-crank mechanism allows for high linear movement speeds. In this regard, solving the problem of kinematic analysis of a slider-crank mechanism for a given slider speed graph is relevant. The developed technique for determining the kinematic characteristics of the crank is presented. An example is used to consider the procedure for calculating a slider-crank mechanism for a given slider speed graph operating according to the non-uniform law of crank motion. This law is implemented by means of a stepper motor. The proposed method for determining the kinematic characteristics of a slider-crank mechanism is carried out in several stages in the following order. 1. The positions of the links are found using the notch method and the required law of crank motion is determined, taking the slider as the input link with a given law of motion for the speed of movement. 2. The speeds are determined using the plan method for all positions of the mechanism. 3. The angular acceleration of the crank is calculated using the graphical differentiation method. 4. The accelerations of all characteristic points of the mechanism are determined using the plan method. A study of the kinematic characteristics of the slider-crank mechanism for a given slider's graph of the speed is carried out using an example. The specified method allows determining the kinematic characteristics of the mechanism for a given graph of the speed of the slider and uniformly motion of the crank, the law of motion of which will be provided by the motor control system. Based on the obtained dependence, it is possible to design an motor control system to provide a given law of motion of the output link.

Keywords: slider-crank mechanism, law of motion, notch method, graphical differentiation method, kinematic analysis.

Получено 07.07.2025

Образец цитирования

Захаренков Н. В., Дроздов И. Н., Попов А. Ю. Методика кинематического расчета кривошипно-ползунного механизма при заданном графике скорости ползуна // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2025. Т. 28, № 3. С. 28–41. DOI: 10.22213/2413-1172-2025-3-28-41

For Citation

Zakharenkov N.V., Drozdov I.N., Popov A.Yu. (2025) [Methodology for Kinematic Analysis of a Crank-Slider Mechanism with a Defined Slider Speed Graph]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, vol. 28, no. 3, pp. 28-41. DOI: 10.22213/2413-1172-2025-3-28-41 (in Russ.).