

УДК 621.01

СИНТЕЗ РЫЧАЖНЫХ ТРЕХКРИВОШИПНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ВЫСТОЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА И ОБЛАСТИ ИХ СУЩЕСТВОВАНИЯ

В. А. ХАРЖЕВСКИЙ, Я. Т. КИНИЦКИЙ

Хмельницкий национальный университет, Украина

Введение

Одним из путей повышения производительности машин является увеличение рабочих скоростей и допустимых полезных нагрузок исполнительных механизмов, что зачастую связывают, прежде всего, с переходом на новые высококачественные (и, соответственно, более дорогие) материалы, усовершенствование методов обработки. Однако основные характеристики механизмов закладываются уже именно на первой стадии их проектирования – на этапе выбора структурной и кинематической схемы, поскольку рациональнее устранить большие нагрузки на этапе проектирования, чем использовать высокопрочные материалы, которые способны эти нагрузки выдержать [4]. Поэтому важной задачей является разработка методов оптимального кинематического синтеза механизмов, что позволяет значительно улучшить характеристики проектируемых механизмов без дополнительных затрат.

В различных областях машиностроения получили широкое распространение механизмы, обеспечивающие периодическую остановку выходного звена при непрерывном вращательном движении начального звена. Пример такого шестизвенного механизма на основе механизма Чебышева показан на рис. 1.

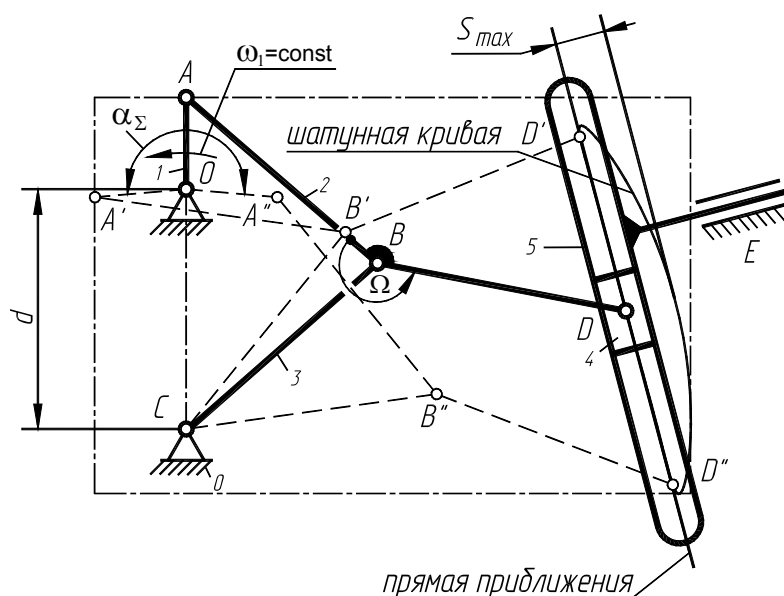


Рис. 1. Шарнирный механизм Чебышева с выстоем выходного звена

Рычажные механизмы с периодической остановкой (выстоем) выходного звена широко используются на практике, в частности – в легкой промышленности [1], [3], однако основной проблемой, с которой сталкивается конструктор при использовании

таких механизмов, является их достаточно сложный синтез. С бурным развитием компьютерных технологий появилась возможность проводить оптимизационный многокритериальный синтез таких механизмов, разрабатывая для этого комбинированные численно-аналитические методы [6].

Как известно, шарнирные механизмы с выстоем можно получить за счет относительного сдвига мертвых положений базисного механизма, что получило развитие, в частности, в работах Хомченко, Альта, Черкудинова [1], а также на основе круговых и прямолинейно направляющих механизмов. В свою очередь, существует два направления в синтезе направляющих механизмов: алгебраические методы с использованием условий наилучшего приближения, по Чебышеву (рис. 1), а также методы кинематической геометрии. Теория Чебышева получила развитие, в частности, в фундаментальных работах Блоха, Киницкого [4], Саркисяна [8], Гассманна [7]. Родоначальником методов кинематической геометрии является немецкий ученый Бурместер, его идеи нашли развитие в работах Альта, Бейера, Лихтенхельдта, Фольмера, Геронимуса [2], Уанга [9]. В основе методов кинематической геометрии лежит идея поиска в шатунной плоскости механизма кратных узлов интерполяции, при использовании которых в качестве шатунных точек механизма шатунная кривая в некоторой окрестности от такой точки будет иметь участок приблизительно постоянной кривизны (прямая линия либо дуга окружности). Такими особыми точками являются точки Болла (Ball) [1], [2], [6], точки Бурместера (Burmester) [1], [2], [6], точки Чебышева [2], точки распрямления 4-го порядка [6], а также точки распрямления 5-го порядка [5].

В данной работе для обеспечения выстоя выходного звена предлагается использовать методы кинематической геометрии для синтеза восьмизвенных трехкривошипных механизмов (рис. 2), которые, как будет показано ниже, имеют ряд преимуществ перед другими типами механизмов.

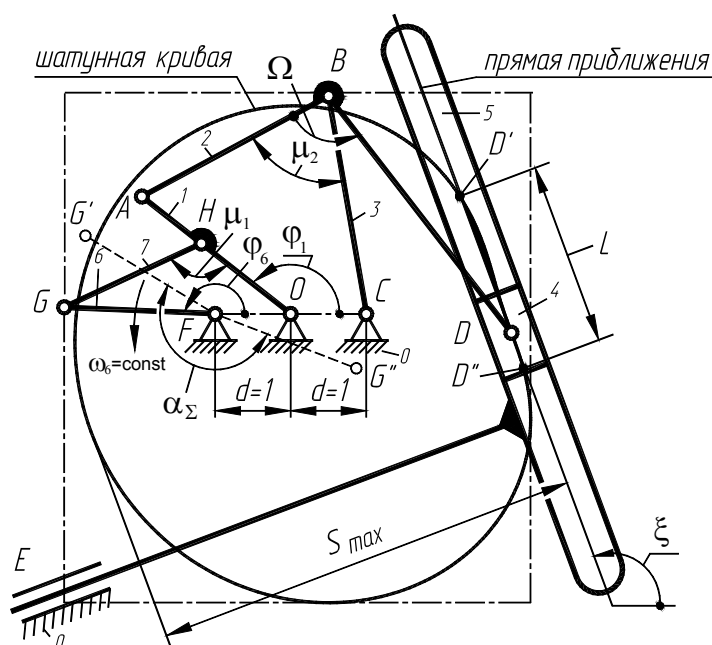


Рис. 2. Расчетная схема восьмизвенного трехкривошипного механизма

Цель работы – определение геометрических параметров и исследование трехкривошипных рычажных механизмов, синтезированных с использованием точек распрямления 5-го порядка, которые обеспечивают выстой выходного звена. Задача

состоит в получении механизмов со значительной продолжительностью и высокой точностью остановки, большим максимальным ходом выходного звена, что при заданной величине этого хода позволит проектировать механизмы намного меньших габаритов, а значит – массы и металлоемкости.

Постановка задачи

На рис. 2 показан восьмизвенный рычажный механизм, который работает следующим образом: при непрерывном вращательном движении кривошипа 6 ведомый кривошип 1 получает неравномерное вращательное движение и приводит в движение кривошип 3 присоединенной структурной группы 2–3. Длина второго плеча шатуна $k = l_{BD}$, а также угол его излома Ω выбраны в соответствии с методикой [5] таким образом, что в качестве шатунной точки D принята точка распрямления 5-го порядка, что обеспечивает вычерчивание шатунной кривой, которая на некотором участке $D'D''$ приближается к прямой линии. Таким образом, имеем прямолинейно направляющий механизм $FGOACBD$, при присоединении к нему структурной группы 4–5 выходное звено 5 будет иметь выстой, продолжительность которого определяется временем нахождения шатунной точки D на участке приближения $D'D''$. Следует отметить, что шестизвенный механизм $OABCDE$ также может представлять собой самостоятельный механизм с выстоем, однако получить остановку значительной продолжительности можно путем создания неравномерности вращения кривошипа 1, присоединив дополнительно кривошип 6 и шатун 7 и сделав при этом звено 6 начальным звеном механизма.

Нерешенной задачей является определение продолжительности выстоя в таких механизмах, а также определение их геометрических параметров по заданной величине выстоя с учетом дополнительных параметров, а именно – максимальному ходу выходного звена, точности остановки, а также по конструктивным параметрам, определяющим его габариты.

Основная часть

Поскольку точки распрямления 5-го порядка, как известно, могут быть найдены в любом положении шатунной плоскости шарнирного четырехзвенного механизма, то, используя методику их нахождения [5], можно спроектировать двухкривошипные прямолинейно-направляющие механизмы, а на их основе – трехкривошипные механизмы с выстоем выходного звена (рис. 2). Исходными параметрами для проведения синтеза являются длины звеньев механизма, а именно: кривошипов $r_2 = l_{FG}$, $r = l_{OA}$, $c = l_{BC}$, шатунов $b_2 = l_{GH}$, $b = l_{AB}$ и расстояние $c_2 = l_{OH}$. Все размеры являются относительными, в качестве модуля длины принято расстояние между осями неподвижных шарниров $d = l_{OC} = l_{FO} = 1$. Таким образом, параметры механизмов с другими значениями межосевого расстояния d можно получить путем масштабирования всех остальных размеров механизма.

Точки распрямления 5-го порядка можно найти в шатунной плоскости шарнирного четырехзвенника методами кинематической геометрии для данного положения механизма, определяемого углом поворота кривошипа φ_1 как точки пересечения поворотной окружности с кривой геометрического места точек, имеющих касание 5-го порядка со своим кругом кривизны [5]:

$$x_D = \frac{-y_0'' x_0^V y_0^V}{(x_0^V)^2 + (y_0^V)^2}; \quad y_D = \frac{y_0'' (x_0^V)^2}{(x_0^V)^2 + (y_0^V)^2}, \quad (1)$$

где y_0'' , x_0^V , y_0^V – ускорение и производные 5-го порядка от перемещения полюса мгновенного вращения шатунной плоскости ABD механизма. В результате проведенного синтеза положение шатунной точки D определяет длину второго плеча шатуна $k = l_{BD}$ и угол его излома Ω , угол ξ наклона прямолинейного участка шатунной кривой и длину L этого участка. Для спроектированных таким образом механизмов далее необходимо определить продолжительность остановки выходного звена, для чего используется численный метод с использованием коэффициента граничной скорости выходного звена, описанный в работе [6]. Продолжительность остановки α_Σ определяется как угол поворота кривошипа φ_1 , при котором выходное звено 5 механизма находится в фазе остановки (рис. 2). В процессе проведения исследований угол поворота кривошипа I изменяется от 0 до 360°, по известным углам φ_1 несложно рассчитать также соответствующие углы поворота начального кривошипа φ_6 . На рис. 3 показаны результаты проведенных исследований для различных комбинаций параметров трехкривошипных механизмов.

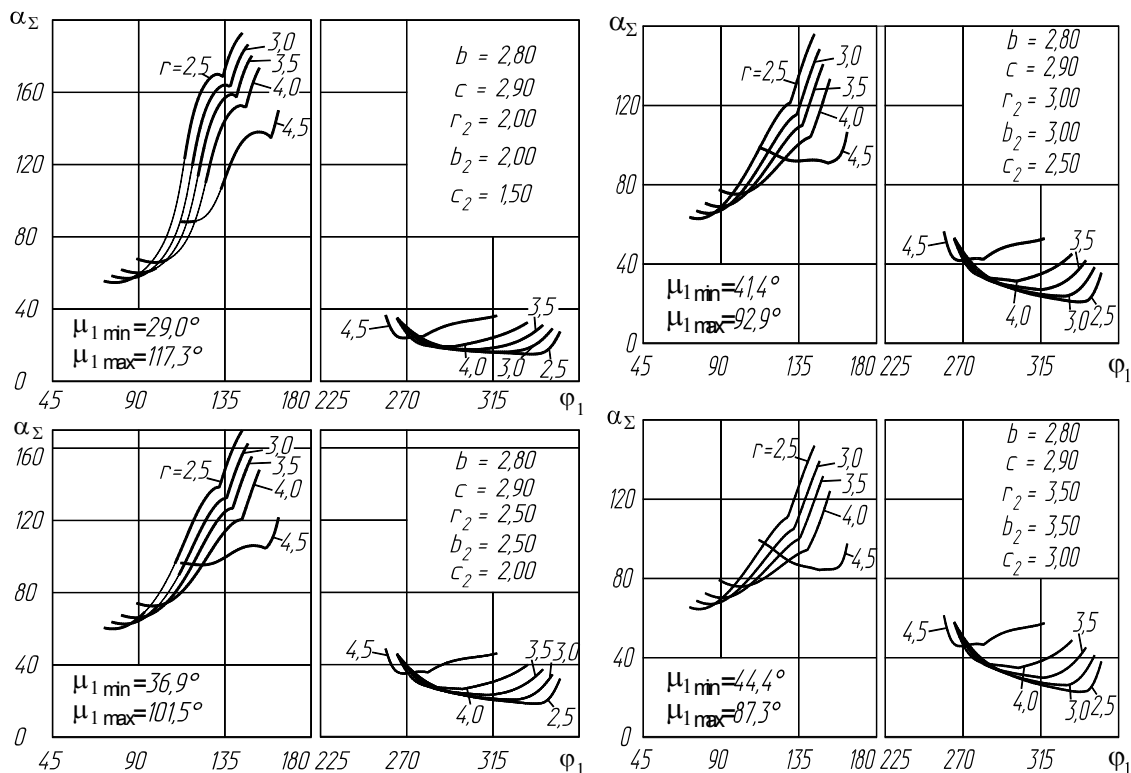


Рис. 3. Диаграммы продолжительности остановки выходного звена в восьмизвенных трехкривошипных механизмах для различных параметров базового направляющего механизма

Как видно по результатам, приведенным на рис. 3, исследуемые механизмы способны обеспечивать выстой выходного звена в достаточно широких пределах – $\alpha_\Sigma = 15\text{--}190^\circ$, причем точность приближения по сравнению с шестизвенными механизмами остается неизменной, поскольку увеличение выстоя происходит за счет создания неравномерности вращения кривошипа I .

Важной задачей в процессе кинематического синтеза является определение геометрических параметров механизмов по заданной продолжительности выстоя вы-

ходного звена. Используя методы численного анализа, были определены параметры механизмов, которые обеспечивают выстой выходного звена кратные 10° . Построены соответствующие справочные карты, которые представляют собой области существования механизмов с выстоем (рис. 4 и 5).

Используя приведенные справочные карты, можно определить все необходимые геометрические параметры исследуемых трехкривошипных механизмов при заданной продолжительности остановки выходного звена. При этом учитываются следующие характеристики механизмов (рис. 2): длина второго плеча шатуна $k = l_{BD}$ и угол его излома Ω , максимальный ход выходного звена S_{\max} , максимальное отклонение $2E$ в фазе выстоя, которое характеризует точность остановки и выражается в процентах от максимального хода S_{\max} выходного звена механизма.

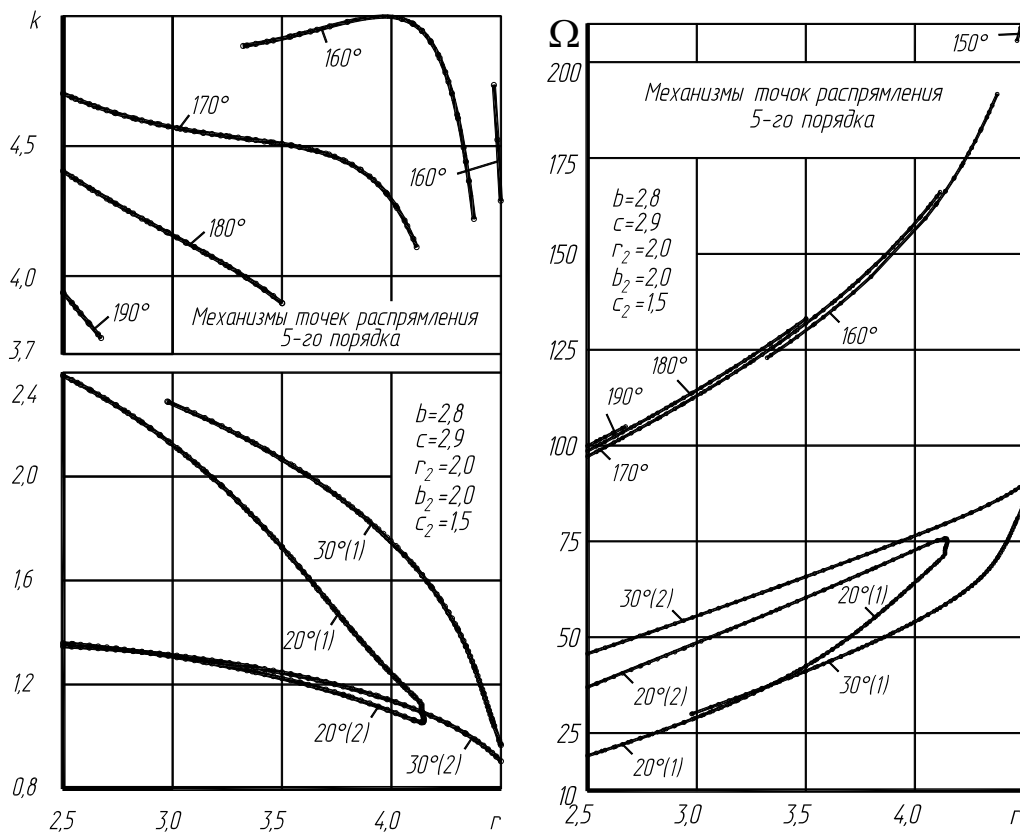


Рис. 4. Примеры справочных карт для предварительного синтеза рычажных трехкривошипных механизмов по заданной продолжительности остановки выходного звена, где $k = f(r)$ – длина второго плеча шатуна ABD ; $\Omega = f(r)$ – угол его излома

Заметим, что области существования механизмов (рис. 4 и 5) содержат по две кривые, представляющие механизмы с выстоем 20 и 30° . Для того чтобы можно было выбрать параметры таких механизмов и однозначно определить соответствие между точками на разных графиках, соответствующие кривые содержат в скобках цифры «1» и «2».

Как видно из приведенных справочных карт, предлагаемые механизмы позволяют обеспечивать значительные величины максимального хода выходного звена – до 11 раз больше расстояния между неподвижными шарнирами механизма d , при этом обеспечивая выстой значительной продолжительности. Как известно, во многих случаях величина хода задается конструктором при проектировании, таким об-

разом предлагаемые механизмы способны обеспечивать заданный ход намного меньшими габаритами, чем шестизвенные кривошипно-коромысловые механизмы. К недостаткам предлагаемых механизмов следует отнести наличие двух дополнительных звеньев, а также некоторое усложнение конструкции, связанное с тем, что три подвижных звена (кривошипы) должны совершать полный оборот.

В качестве примера рассмотрим два механизма, обеспечивающих выстой $\alpha_z = 190^\circ$. Первый имеет такие параметры (рис. 2): $r_2 = 2$; $b_2 = 2$; $c_2 = 1,5$; $r = 2,5$; $b = 2,8$; $c = 2,9$; $k = 3,93634$; $\Omega = 99,90206^\circ$; $S_{\max} = 5,72445$. Второй механизм является механизмом Чебышева (рис. 1), обеспечивает такую же продолжительность выстоя, причем имеет сопоставимые габаритные размеры и такие параметры: $r = 1,21014$; $d = 3,16371$; $b = 3,34449$; $c = 3,34449$; $k = 3,34449$; $\Omega = 210^\circ$; $S_{\max} = 0,66457$.

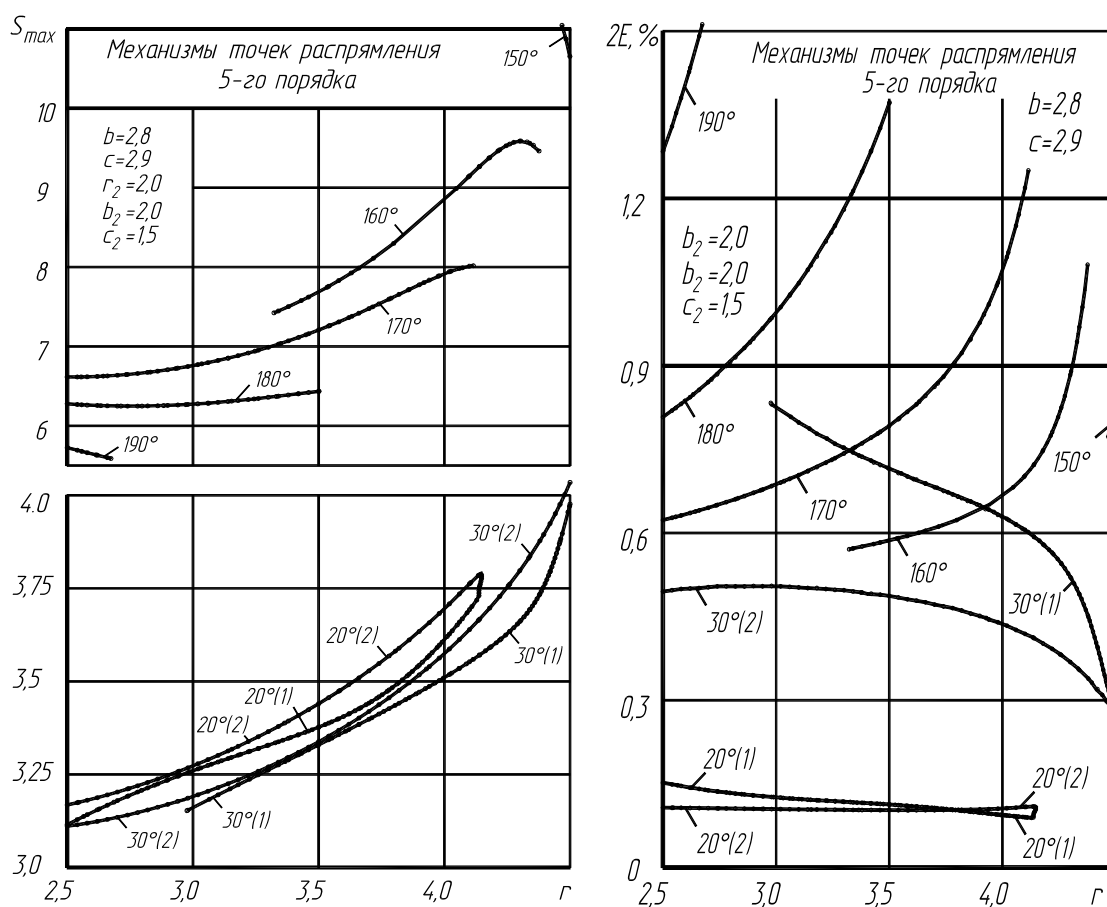


Рис. 5. Примеры справочных карт для предварительного синтеза рычажных трехкривошипных механизмов по заданной продолжительности останова выходного звена, где $S_{\max} = f(r)$ – максимальный ход; $2E = f(r)$ – точность останова

В качестве критерия для оценки габаритных размеров механизмов используем площадь прямоугольника, описанного вокруг базового направляющего механизма: на рис. 1 и 2 соответствующие прямоугольники, имеющие равные площади, показаны штриховыми линиями.

Как видно из полученных результатов, предлагаемый трехкривошипный механизм обеспечивает при сравнительно одинаковых габаритных размерах базового механизма максимальный ход выходного звена в 8,61 больше, а значит – при заданной величине этого хода – соответственно, меньшие габаритные размеры.

При необходимости использования механизма в качестве силового, для эффективной передачи усилий и предупреждения заклинивания звеньев, углы передачи μ_1 и μ_2 в механизме (рис. 2) должны находиться в пределах:

$$30^\circ \leq \mu \leq 150^\circ. \quad (2)$$

Экстремальные значения углов передачи μ_1 проектируемых механизмов указаны на диаграммах рис. 3, значения угла передачи μ_2 на приведенных справочных картах следующие: $30,5^\circ < \mu_{2\min} < 75,7^\circ$; $75,7^\circ < \mu_{2\max} < 149,5^\circ$. Отметим, что для более точного определения геометрических параметров механизмов, а также для построения справочных карт для других размеров базового механизма целесообразно использовать разработанное программное обеспечение.

С целью проверки работоспособности спроектированных механизмов в САПР-системе SolidWorks 2016 была создана 3D-модель и с помощью модуля SolidWorks Motion проведен кинематический анализ, который подтвердил правильность проведенных теоретических расчетов (рис. 6).

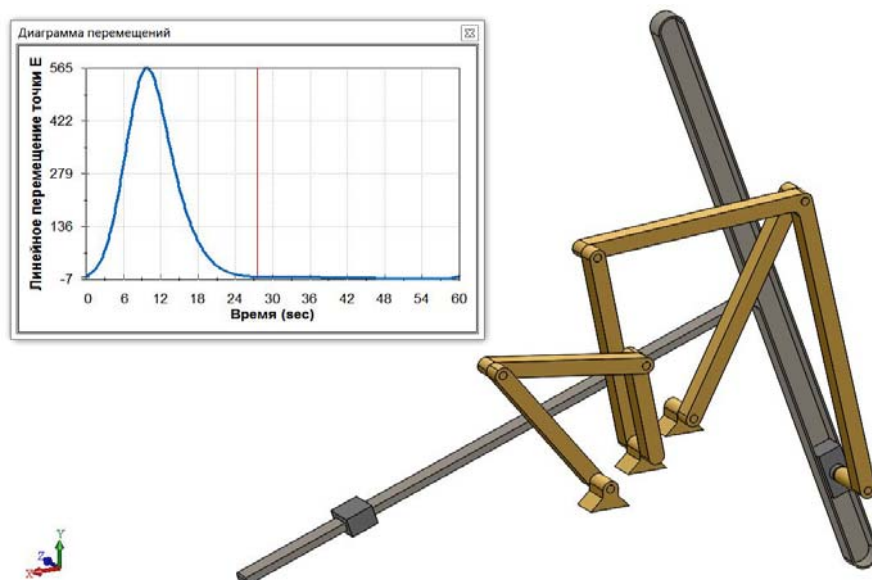


Рис. 6. Компьютерная модель трехкривошипного механизма с выстоем выходного звена, выполненная в САПР SolidWorks 2016, а также диаграмма перемещений выходного звена (расчеты произведены в SolidWorks Motion)

Заключение

Для обеспечения периодической остановки выходного звена предлагается использовать восьмизвенные трехкривошипные механизмы, синтез которых можно проводить методами кинематической геометрии с использованием особых точек шатунной плоскости – точек распрямления 5-го порядка. Построенные области существования таких механизмов позволяют выбирать их геометрические параметры по заданной продолжительности выстоя, с учетом дополнительных требований, таких как максимальный ход выходного звена, точность остановки, а также длины второго плеча шатуна и угла его излома, определяющих габаритные размеры механизма. Предлагаемые механизмы обеспечивают значительный ход выходного звена, что при его заданной величине позволяет проектировать механизмы значительно меньших габаритных размеров по сравнению с другими типами механизмов. Проведен-

ный вычислительный эксперимент с помощью системы инженерного анализа SolidWorks Motion подтвердил правильность теоретических расчетов и работоспособность спроектированных механизмов. Исследования планируется продолжить в направлении многокритериального синтеза таких механизмов с использованием других параметров.

Литература

1. Артоболевский, И. И. Синтез плоских механизмов / И. И. Артоболевский, Н. И. Левитский, С. А. Черкудинов. – М. : Физматгиз, 1959. – 1084 с.
2. Геронимус, Я. Л. Геометрический аппарат теории синтеза плоских механизмов / Я. Л. Геронимус. – М. : Гос. изд-во физ.-мат. лит., 1962. – 400 с.
3. Кикин, А. Б. Разработка методов и средств для структурно-кинематического проектирования рычажных механизмов машин легкой промышленности : дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.13 / А. Б. Кикин ; С.-Петербург. гос. ун-т технологий и дизайна. – СПб., 2006. – 362 с.
4. Киницкий, Я. Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена / Я. Т. Киницкий. – К. : Вища шк., 1990. – 232 с.
5. Харжевський, В. О. Метод синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку / В. О. Харжевський // Вісн. Хмельниц. нац. ун-ту. Техн. науки. – 2015. – № 5 (229). – С. 62–67.
6. Харжевський, В. О. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки методами кінематичної геометрії : монографія / В. О. Харжевський. – Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2015. – 223 с.
7. Gassmann, V. Synthese von Geradföhrungen mit ebenen Viergelenkgetrieben / V. Gassmann. – Hamburg : Universität der Bundeswehr Diss., 2000. – 102 p.
8. Sarkissyan, Y. L. Approximations in Synthesis of Mechanisms / Y. L. Sarkissyan // State Engineering University of Armenia Proceedings, series «Mechanics, Machine Science, Machine-building», Issue 15. – 2012. – № 2. – P. 9–21.
9. Wang, D. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages / D. Wang, W. Wang. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 450 p.

Получено 23.09.2016 г.