

УДК 621.01

СИНТЕЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ВЫСТОЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТОЧЕК РАСПРЯМЛЕНИЯ ПЯТОГО ПОРЯДКА

В. А. ХАРЖЕВСКИЙ

Хмельницкий национальный университет, Украина

Введение

Проектирование исполнительных цикловых механизмов, которые обеспечивают выстой (периодическую остановку) выходного звена заданной продолжительности, является важной практической задачей, поскольку такие механизмы используются в различных отраслях машиностроения. С этой целью могут применяться различные типы механизмов, в частности кулачковые, реже – механизмы неполнозубых колес. Однако вследствие наличия высших кинематических пар, необходимости замыкания звеньев они имеют ряд недостатков. Для решения этой задачи, как известно, могут использоваться также рычажные механизмы, звенья которых образуют только низшие кинематические пары, что позволяет повысить надежность и долговечность машин, уменьшить износ деталей, повысить рабочие скорости машин и их нагрузочную способность. На рис. 1 показан один из вариантов шестизвенного рычажного механизма с выстоем выходного звена на базе прямолинейно направляющего механизма.

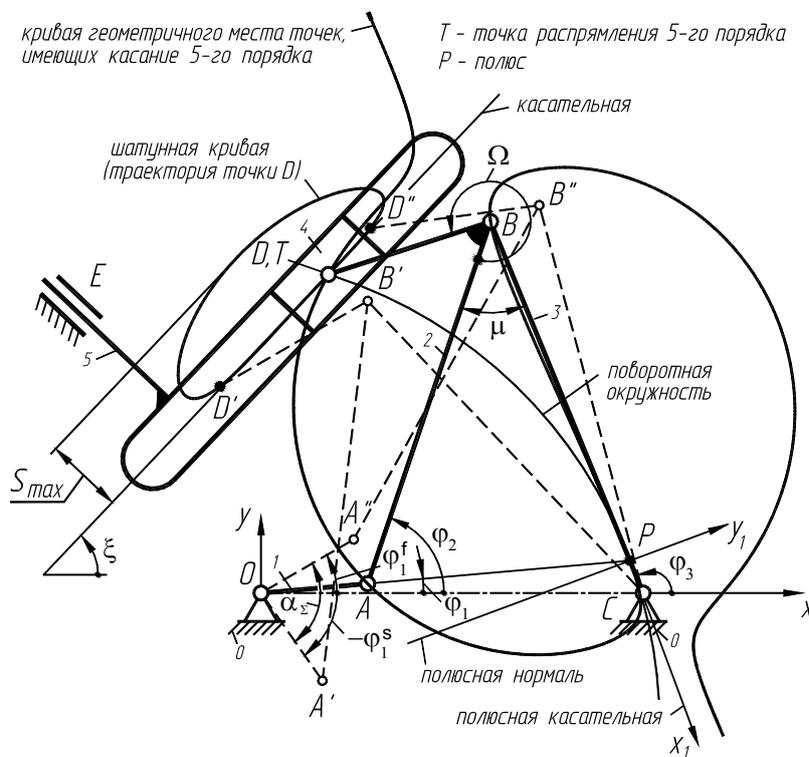


Рис. 1. Расчетная схема рычажного механизма с выстоем выходного звена

Рычажные механизмы с выстоем выходного звена используются в современном машиностроении, в частности можно привести следующие примеры [1], [6]: механизм прижимного ползуна кривошипного пресса глубокой вытяжки, механизм для сортировки зерна, механизм опрокидывателя в хлебопекарных подовых печах. Кроме того, такие механизмы широко используются в легкой промышленности [2], например, можно отметить механизм привода игольницы в трикотажных машинах; в современных основовязальных машинах шарнирные механизмы применяют для обеспечения периодической остановки петлеобразующих органов на определенных углах поворота главного вала машины.

Однако основной проблемой практического использования рычажных механизмов с выстоем выходного звена является их достаточно сложный синтез. Как известно [3], существует два типа рычажных механизмов, обеспечивающих периодическую остановку (выстой). К механизмам первого типа относят механизмы, у которых выстой достигается за счет относительного сдвига мертвых положений базисного механизма и присоединенной структурной группы. Синтезу таких механизмов посвящены работы Альта, Черкудинова [1], Сперанского, Олейника, Хомченко и других ученых.

К механизмам второго типа, которые будут рассмотрены в данной статье, относят механизмы, полученные на базе направляющих механизмов (круговых либо прямолинейно направляющих (см. рис. 1). Основным этапом при проведении синтеза таких механизмов является синтез базового направляющего механизма, что представляет собой отдельную задачу, которая решается либо с использованием методов наилучшего приближения функций по Чебышеву, что рассматривается, в частности, в работах Блоха, Саркисяна, Киницкого [3], Функа [7], Гассманна [8]; либо с использованием методов кинематической геометрии, чему посвящены работы Лихтенхельдта (Lichtenheldt), Бейера, Черкудинова [1], Хана (Han), а также ряда других ученых. Детальный обзор современного состояния теории синтеза механизмов приведен в работе Уанга [9].

Как показано автором в работе [4], для проектирования прямолинейно направляющих механизмов методами кинематической геометрии можно использовать также точки распрямления пятого порядка, которые могут быть найдены для любого положения шатунной плоскости механизма. Если принять найденную точку в качестве шатунной, она будет вычерчивать шатунную кривую с приближенно прямолинейным участком некоторой продолжительности.

Цель работы – исследование механизмов, синтезированных на основе точек распрямления пятого порядка для проектирования на их основе шестизвенных рычажных механизмов с выстоем выходного звена, с учетом заданной продолжительности выстоя, максимального хода выходного звена, габаритных размеров механизма, а также циклограммы работы машины.

Основная часть

На рис. 1 показан шестизвенный рычажный механизм, который работает следующим образом: при непрерывном вращении кривошипа I шатунная точка D присоединенной структурной группы 2–3 (первого вида, по классификации Ассур–Артоболевского) описывает некоторую шатунную кривую. Точка распрямления пятого порядка является особой точкой шатунной плоскости [4], которую можно определить в любом ее положении. Если принять такую точку в качестве шатунной точки D механизма, она будет описывать шатунную кривую с приближенно-прямолинейным участком в некоторой окрестности от данной точки. При присоединении к базовому четырехзвенному механизму структурной группы 4–5 (на рис. 1 – пятого вида, а можно

присоединить также группу третьего вида), выходное звено 5 будет иметь выстой, продолжительность которого будет равна времени, на протяжении которого точка D находится на участке приближения $D'D''$. Таким образом, точка E выходного звена механизма будет иметь выстой, длительность которого определяется углом поворота кривошипа α_2 (см. рис. 1).

Поскольку точки распрямления пятого порядка могут быть найдены в любом положении шатунной плоскости, которое определяется углом поворота кривошипа φ_1 , для заданных длин кривошипа l , шатуна 2 и коромысла 3 механизма можно спроектировать ряд прямолинейно направляющих механизмов с соответствующими длинами второго плеча шатуна l_{BD} и углами его излома Ω . Однако, задавшись начальными параметрами механизма, невозможно заранее спрогнозировать геометрические и кинематические параметры полученного прямолинейно направляющего механизма, а также закон движения выходного звена. Таким образом, задача состоит в исследовании многообразия механизмов, полученных с использованием точек распрямления пятого порядка с целью проектирования на их основе механизмов с периодической остановкой (выстоем) выходного звена.

Входными параметрами для проведения синтеза являются длины звеньев базового четырехзвенного механизма $OABCD$, а именно относительная длина кривошипа l : $r = l_{OA}/l_{OC}$, шатуна 2 : $b = l_{AB}/l_{OC}$ и коромысла 3 : $c = l_{BC}/l_{OC}$. В соответствии с рекомендациями [1] расстояние между осями неподвижных шарниров принято $a = l_{OC} = 1$. Кинематические схемы механизмов с другими значениями a можно получить масштабированием всех остальных размеров.

В соответствии с теоретическими положениями кинематической геометрии, запишем уравнение геометрического места точек, рулетты (шатунные кривые) которых обеспечивают касание не ниже пятого порядка со своим кругом кривизны [5]:

$$\begin{aligned} & \omega^3(x^2 + y^2)[x_0^V x + y_0^V y - 5(\omega\ddot{\omega} + 2\dot{\omega}\ddot{\omega} - 2\dot{\omega}\omega^3)(x^2 + y^2)] + \\ & + [5\omega[(\ddot{\omega} - 6\omega^2\dot{\omega})(x^2 + y^2) + (y_0^{IV}x - x_0^{IV}y)] + 10[n_3(x^2 + y^2) + n_1x - n_2y + n_4]] \times \\ & \times [\omega^3(x^2 + y^2) - \omega(x_0''x + y_0''y)] = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где коэффициенты n_1 , n_2 , n_3 и n_4 , входящие в (1), определяются таким образом [5]:

$$\begin{aligned} n_1 &= (\ddot{\omega} - \omega^3)y_0'' - 3\omega\dot{\omega}x_0'' + \dot{\omega}y_0''' - \omega^2x_0'''; \quad n_3 = 3\omega^3\dot{\omega}^2(\ddot{\omega} - \omega^3); \\ n_2 &= (\ddot{\omega} - \omega^3)x_0'' + 3\omega\dot{\omega}y_0'' + \dot{\omega}x_0''' + \omega^2y_0'''; \quad n_4 = x_0''x_0''' + y_0''y_0''' \end{aligned} \quad (2)$$

где ω , $\dot{\omega}$, $\ddot{\omega}$ – угловая скорость вращения шатунной плоскости и ее производные по времени; x_0'' , y_0'' , x_0''' , y_0''' , x_0^{IV} , y_0^{IV} , x_0^V , y_0^V – проекции производных от перемещения полюса P мгновенного вращения шатунной плоскости. Точка распрямления пятого порядка, как указано в [4], в данном положении шатунной плоскости определяется как точка пересечения кривой (1) с поворотной окружностью, определяемой уравнением [1]:

$$\omega^2(x^2 + y^2) - (x_0''x + y_0''y) = 0. \quad (3)$$

Если переписать уравнения (1) и (3) в параметрическом виде [5], эти кривые можно построить: пример приведен на рис. 1. Как видно, указанные кривые имеют две общие точки: P (полюс мгновенного вращения шатунной плоскости) и T – точка распрямления пятого порядка, которая существует в любом положении шатунной плоскости, определяемом углом поворота кривошипа φ_1 . Методика определения точек распрямления пятого порядка в шатунной плоскости шарнирного четырехзвенного механизма приведена автором в работе [4].

Задача состоит в исследовании механизмов, которые могут быть спроектированы с использованием указанных точек распрямления пятого порядка. Прежде всего, для использования этих механизмов на практике важно знать характеристики прямолинейного участка шатунных кривых синтезированных механизмов и соответственно величину продолжительности выстоя выходного звена у механизмов, построенных на их основе. Для решения этих задач будем использовать численный метод определения интервала приближения с использованием безразмерного коэффициента предельной скорости выходного звена, в соответствии с методом, изложенным автором в [6].

Для получения численных результатов зададимся значениями длины шатуна $b = 1,0$ и коромысла $c = 1,05$. При изменении длины кривошипа r базового шарнирного четырехзвенника в пределах $0,1-0,7$ получены результаты, показанные на рис. 2.

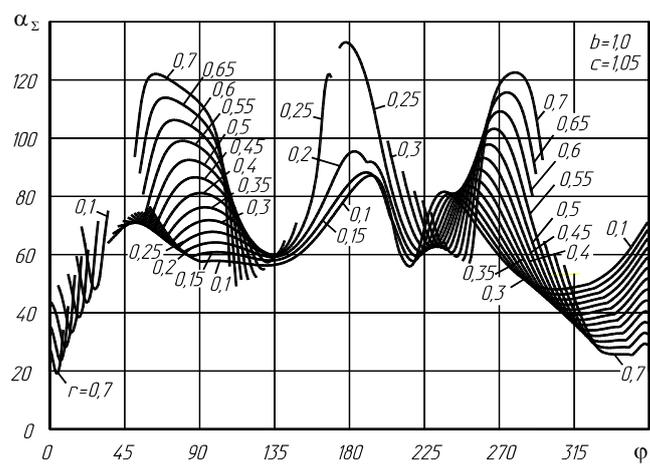


Рис. 2. Диаграмма продолжительности выстоя выходного звена

Следует отметить, что в данной статье, также, как и в работе [6], исследуются только те механизмы, которые обеспечивают выстой выходного звена в одном из крайних положений: этим объясняется наличие разрывов в кривых, показанных на рис. 2. Механизмы, которые обеспечивают промежуточные выстои выходного звена (внутри хода), будут рассмотрены в других работах. Положение шатунной точки D определяется длиной второго плеча шатуна k (рис. 3) и углом его излома Ω (рис. 4).

Диаграмма, изображенная на рис. 2, позволяет проектировать механизмы по заданной продолжительности выстоя (точность которого будет находиться в пределах $10^{-3}-10^{-2}$): для этого по оси ординат выбирается требуемое значение угла выстоя для заданной длины кривошипа, после чего находим угол φ_1 , определяющий положение шатунной плоскости, для которого необходимо определить точку распрямления пятого порядка. Далее определяем геометрические параметры механизма: длину второго плеча шатуна $k = l_{BD}$ и угол его излома Ω , в соответствии с диаграммами (рис. 3 и 4), при этом по оси абсцисс на диаграмме выбирается ранее определенный угол φ_1 .

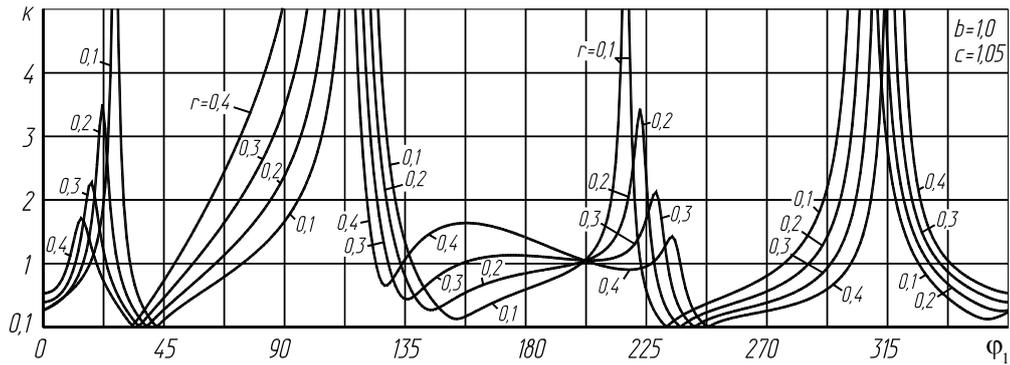


Рис. 3. Диаграмма для определения длины второго плеча шатуна $k = l_{BD}$

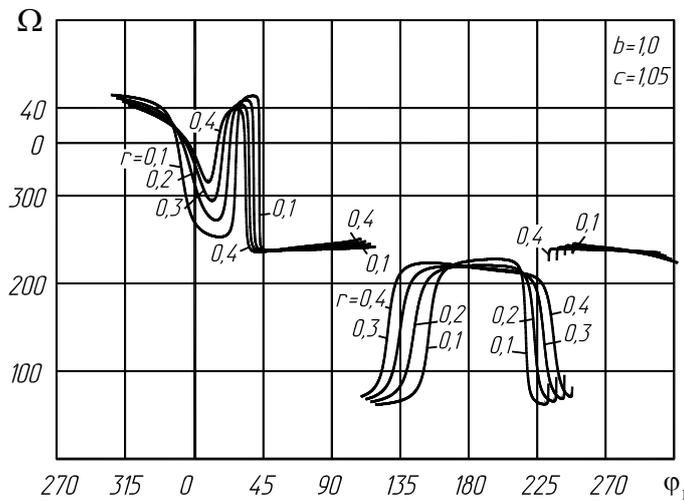


Рис. 4. Диаграмма для определения угла излома шатуна Ω

Важным параметром механизма, который зачастую задается при проектировании, является максимальный ход выходного звена s_{max} (см. рис. 1). Для проектирования механизмов по заданному значению этого параметра можно использовать диаграмму, приведенную на рис. 5.

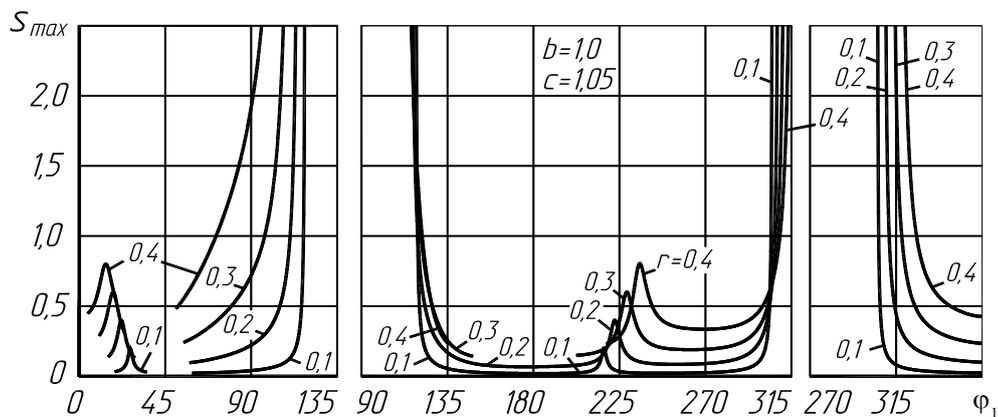


Рис. 5. Диаграмма для определения максимального хода выходного звена

При проведении синтеза рычажных механизмов с целью обеспечения работоспособности и эффективной передачи усилий необходимо, чтобы углы передачи находились в допустимых пределах. Так, для механизма, изображенного на рис. 1, должно выполняться следующее условие:

$$30^\circ \leq \mu \leq 150^\circ. \quad (4)$$

Как известно [1], [6], в шарнирном четырехзвенном механизме экстремальные значения углов передачи μ будут в том случае, когда кривошип OA совпадает с направлением стойки OC , длина которой принималась нами в качестве модуля длины: $a = l_{OC} = 1$. В таком случае экстремальные значения углов передачи:

$$\cos \mu_{\min} = \frac{b^2 + c^2 - (1-r)^2}{2bc}; \quad \cos \mu_{\max} = \frac{b^2 + c^2 - (1+r)^2}{2bc}. \quad (5)$$

Формулами (5) можно пользоваться также в случае, когда $a \neq 1$, в таком случае длины других звеньев необходимо пересчитать, разделив их на величину a .

Как указано выше, в настоящей статье в качестве примера рассматриваются механизмы, у которых относительная длина шатуна $b = 1,0$, а коромысла $c = 1,05$. Как свидетельствуют проведенные исследования, для указанных значений длин звеньев условие (4) не будет выполняться в том случае, если длина кривошипа $r \geq 0,467$, поэтому на рис. 3–6 приведены только те механизмы, у которых $r = 0,1–0,4$.

Важными параметрами при проектировании механизмов с выстоем выходного звена являются углы φ_1^s и φ_1^f , соответствующие углам поворота кривошипа OA , которые определяют интервал приближения $D'D''$, и соответственно, начало и конец выстоя выходного звена механизма. Эти параметры важны при проектировании с точки зрения необходимости вписать работу механизма в циклограмму работы машины. Соответствующие диаграммы показаны на рис. 6.

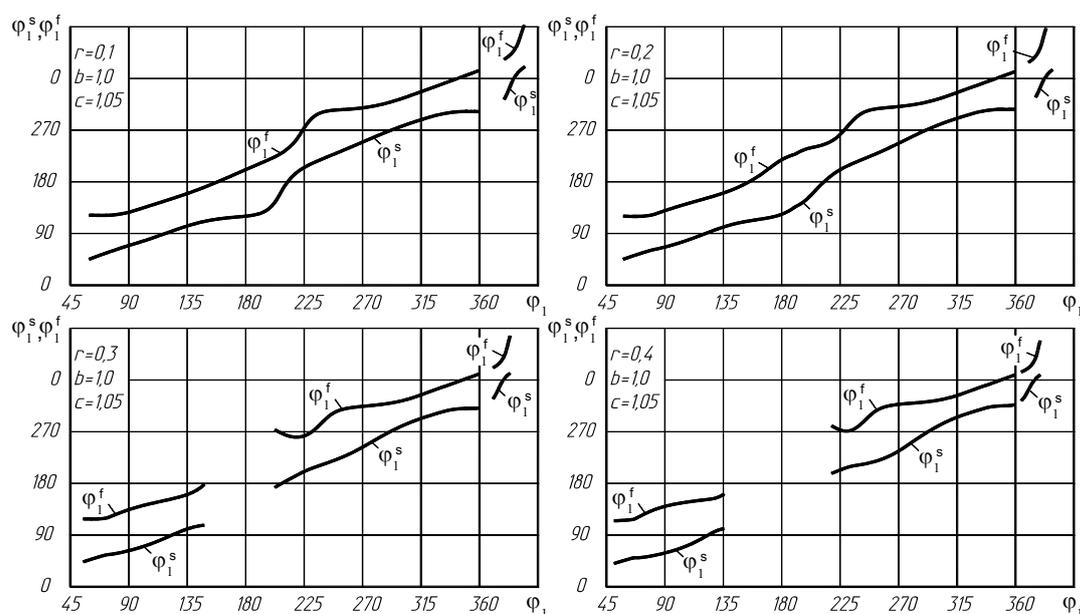


Рис. 6. Диаграммы для определения углов поворота кривошипа, которые соответствуют началу φ_1^s и окончанию φ_1^f фазы выстоя выходного звена механизма

Заметим, что для более точного определения параметров механизмов, в том числе для построения диаграмм для других размеров базового механизма (r , b , c), целесообразно использовать разработанное программное обеспечение.

Заключение

В результате проведенных исследований получены результаты, которые позволяют проводить кинематический синтез шестизвенных механизмов с выстоем выходного звена с использованием особых точек шатунной плоскости шарнирного четырехзвенного механизма – точек распрямления пятого порядка. Приведенные диаграммы позволяют проводить проектирование таких механизмов с учетом условий передачи усилий, в соответствии с рядом параметров, а именно: продолжительности выстоя; углов поворота кривошипа, при которых наблюдается фаза выстоя; длины второго плеча шатуна и угла его излома; максимального хода выходного звена. Исследования планируется продолжить в направлении проведения оптимизационного синтеза указанных механизмов с учетом их основных кинематических и кинетостатических характеристик.

Литература

1. Артоболевский, И. И. Синтез плоских механизмов / И. И. Артоболевский, Н. И. Левитский, С. А. Черкудинов. – М. : Физматгиз, 1959. – 1084 с.
2. 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 ; Санкт-Петербург. гос. ун-т технологий и дизайна. – СПб., 2006. – 362 с.
3. Киницкий, Я. Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена / Я. Т. Киницкий. – К. : Вища школа, 1990. – 232 с.
4. Харжевський, В. О. Метод синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку / В. О. Харжевський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2015. – № 5 (229). – С. 62–67.
5. Харжевський, В. О. Розробка та вдосконалення методів кінематичної геометрії для синтезу важільних напрямних механізмів / В. О. Харжевський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2015. – № 4 (227). – С. 10–16.
6. Харжевський, В. О. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки методами кінематичної геометрії : моногр. / В. О. Харжевський. – Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2015. – 223 с.
7. Funk W. Unsymmetric Tchebysheff-type Straight-line Mechanisms / W. Funk, V. Gassmann // Proc. Tenth World Congress on the Theory of Mechanisms and Machines, vol. 1 Oulu, Finland, 1999. – С. 222–226.
8. Gassmann, V. Synthese von Geradföhrungen mit ebenen Viergelenkgetrieben / V. Gassmann // Hamburg, Universität der Bundeswehr Diss., 2000. – 102 p.
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 10.03.2016 г.