

Определение кинематических параметров прямолинейно-огигающего механизма по заданным размерам рабочего пространства на примере прессы для утилизации кузовов автомобилей***С. А. Кузнецов, А. В. Владимиров, Е. Н. Мормуль**

Представлен кинематический синтез прямолинейно-огигающего механизма, позволяющий определять параметры схемы и характеристики точности заданного движения исполнительного органа по заданным размерам рабочего пространства. Рассмотрен обжимной пресс для утилизации кузовов автомобилей со сложным огигающим движением рабочего органа. Представленная в статье база знаний позволяет определять его кинематические параметры. При этом по габаритам полученный пресс значительно меньше других прессов, выполняющих данную операцию. Это предопределяет его перспективность с учётом актуальности утилизации и вторичной переработки кузовов. Представленный синтез основан на методе приближения функции, описывающей траекторию движения направляющей точки механизма к заданной траектории движения. Как следует из приведённого примера, параметры точности обжатия и скольжения не имеют решающего значения для результатов технологического процесса деформации кузова автомобиля при утилизации, поэтому могут варьироваться в достаточно значительных пределах.

Ключевые слова: прямолинейно-огигающий механизм, определение параметров, пресс.

Введение. Механизм называется прямолинейно-огигающим, если у его исполнительного органа рабочая поверхность образована дугой окружности, а движется он по сложной траектории, огигая поверхность, образованную прямой, то есть прямолинейную. На рис. 1 показан кривошипно-кулисный прямолинейно-огигающий механизм, состоящий из ведущего кривошипа 1, шарнирно связанного с кулисой 2, которая подвижно соединена с качающимся ползуном 3, установленным на стойке, и с которой жёстко связан рабочий орган 4, образованный дугой окружности радиуса R , центр кривизны которой расположен в направляющей точке M . Во время вращения приводного кривошипа 1 дуга окружности, жёстко связанная с кулисой 2, совершает движение огигания относительно неподвижной прямой, образующей прямолинейную поверхность основания (стойки) 5, по принципу «пресс-папье». В этот момент центр кривизны дуги — направляющая точка M движется приближённо по прямолинейной траектории параллельно огигаемой прямой, что соответствует рабочему ходу механизма. При дальнейшем вращении кривошипа рабочий орган, образованный дугой окружности, отрывается от огигаемой прямой и переносится в исходное положение, а точка M движется по криволинейной траектории, что соответствует холостому ходу механизма.

Приближённые прямолинейно-огигающие механизмы имеют широкие перспективы применения в различных областях техники [1]. В частности, использование таких механизмов для обработки материалов давлением сулит существенное снижение энергопотребления и материалоемкости оборудования. Прессы на их основе просты по конструкции, используют принцип локального нагружения обрабатываемых материалов и обладают высокой передаточной функцией в сравнении с любыми другими прессами с простым поступательным движением пуансона.

За рубежом неоднократно проводились исследования, направленные на решение задач синтеза таких механизмов. При этом приближённое воспроизведение траектории точки или плоского движения тела чаще всего обеспечивается оптимизацией методом Монте-Карло [2] или методом Ньютона — Рафсона [3].

* Работа выполнена в рамках инициативной НИР.

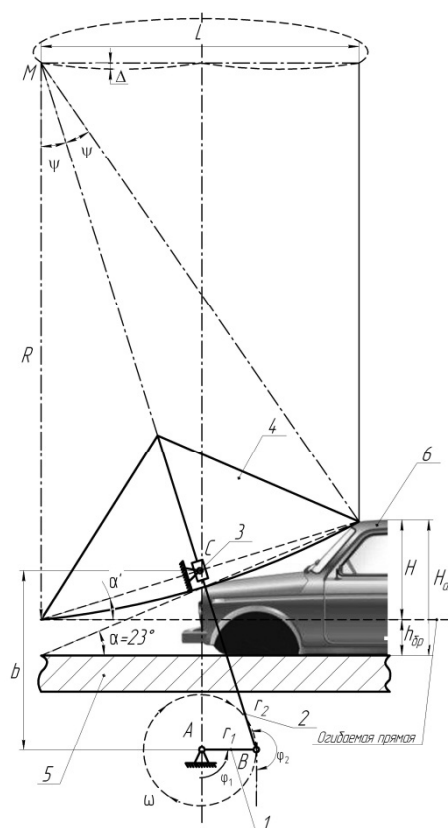


Рис. 1. Прямолинейно-огигающий механизм прессы для утилизации автомобилей

В работе [4] решается задача минимизации погрешности воспроизведения заданной траектории движения точкой на шатуне четырёхзвенного рычажного механизма. Траектория задаётся точками. Не налагаются ограничения на степень её дискретизации. Вводится критерий оптимизации (целевая функция) — максимальное отклонение Δ направляющей точки от заданной траектории. Это отношение минимизируется при условии, что соблюдаются необходимые соотношения между размерами звеньев. Данная задача оптимизации решается методами нелинейного программирования. Задача синтеза четырёхзвенного стержневого механизма со сферическими парами в работе [5] решается применением метода минимальных квадратов. При этом траектория выходного звена — кривая, заданная в точках. От угла поворота звеньев зависит погрешность, определяемая как разница координат точки выходного звена и координат точек, заданных на траектории. Задача сводится к решению численным методом системы нелинейных уравнений.

Решение задачи синтеза прямолинейно-направляющих механизмов методом оптимизации предполагает произвольный выбор первой комбинации искомых параметров синтеза, поэтому требует достаточно большого объёма вычислений. В этой связи наилучшим можно считать комбинированный метод, сочетающий достоинства методов оптимизации и интерполяции. Начальное интерполяционное приближение функции по трём узлам интерполирования, расположенным по концам отрезка приближения и в середине его, позволяет значительно сократить число итераций при минимизации вспомогательной целевой функции.

Результатом обобщения различных методик и системного подхода к пониманию синтеза прямолинейно-направляющих механизмов является работа [1]. Её авторы на основе интерполяционного метода приближения функции разработали приближённый синтез симметричных прямолинейно-огигающих механизмов. Установлено, что синтез механизма со сложным прямолинейно-огигающим движением рабочего органа сводится к интерполяционному синтезу механизма,

направляющего центр кривизны огибающей дуги по прямой линии, параллельно заданной. При этом используется метод интерполяционного приближения траектории центра кривизны дуги с учётом скольжения между взаимоогibaемыми кривыми [1].

Положение направляющей точки M определяется суммой векторов r_1 и r_2 . Причём длина вектора r_1 равна длине кривошипа, а длина вектора r_2 есть расстояние между точкой сочленения кривошипа и шатуна и направляющей точкой M . Положение векторов r_1 и r_2 определяется углами φ_1 и φ_2 , откладываемыми от оси ординат. Длина огибаемого участка прямой равна длине прямолинейного участка траектории движения точки M вдоль оси ординат:

$$L = 2(r_1 \sin \varphi_1 + r_2 \sin \varphi_2), \quad (1)$$

где φ_2 — функция поворота шатунной плоскости от обобщённой координаты $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$.

Длина огибающего отрезка дуги:

$$I = R \cdot 2\psi = R \cdot 2(\pi - \varphi_2). \quad (2)$$

Условие равенства ординат направляющей точки M в середине и конце интервала приближения является условием синтеза прямолинейно-направляющего и прямолинейно-огibaющего механизма и называется уравнением схемы в общем виде:

$$\Delta = r_1 \cos \varphi_1^0 + r_2 \cos \varphi_2^0 - r_1 \cos \varphi_1 - r_2 \cos \varphi_2 = 0, \quad (3)$$

где φ_1^0 — угол поворота кривошипа, соответствующий середине интервала приближения; φ_2^0 — значение функции положения шатунной плоскости в середине интервала приближения при φ_1^0 ; φ_1 — угол поворота кривошипа, соответствующий концу интервала приближения; φ_2 — функция положения шатунной плоскости в конце интервала приближения.

Скольжение представляет собой разность между перемещением точки M на расстояние L (длина интервала приближения) и длиной огибающей дуги I за это же время:

$$\varepsilon = L - I = 2(r_1 \sin \varphi_1 + r_2 \sin \varphi_2 - R(\pi - \varphi_2)). \quad (4)$$

В общем случае синтез прямолинейно-огibaющих механизмов сводится к решению системы нелинейных уравнений (1) — (4), которые являются общими для всех прямолинейно-огibaющих механизмов [6–8] и позволяют определять их параметры. С этой целью в качестве параметра φ_2 подставляется выражение для соответствующей функции поворота шатунной плоскости (зависит от вида направляющего механизма). Например, для кривошипно-кулисного механизма, показанного на рис. 1, функция поворота шатунной плоскости имеет вид:

$$\varphi_2 = \pi + \arcsin \frac{r_1 \sin \varphi_1}{\sqrt{r_1^2 + b^2 + 2r_1 b \cos \varphi_1}}, \quad (5)$$

где b — расстояние между осями вращения кривошипа и качающегося ползуна.

Для наилучшего приближения к прямой линии количество узлов интерполяции на интервале приближения должно равняться порядку шатунной кривой. Наилучшее приближение обеспечивает максимально возможную точность воспроизведения заданной кривой при минимально возможных размерах звеньев механизма. При этом приближение считается равномерным, если все максимальные отклонения заменяющей кривой по обе стороны от заданной прямой одинаковы [1].

В данном случае уравнение схемы (3) соответствует не наилучшему, а так называемому промежуточному приближению, поскольку шатунная кривая кривошипно-кулисного механизма является кривой шестого порядка, а интерполяционных узлов на интервале приближения предусмотрено только три — в середине интервала приближения и на его концах. Впрочем, практика

показывает, что наилучшее приближение незначительно отличается от промежуточного и проявляется в увеличении длины интервала приближения, но использование промежуточного приближения значительно упрощает расчёт.

Входными параметрами синтеза являются: длина интервала приближения L , скольжение ϵ между взаимогнбаемыми дугами окружности и прямой, отклонение Δ траектории направляющей точки и угол поворота кривошипа φ_1 . Неизвестные параметры — r_1 , r_2 , b , R и l .

Если произвести подстановку функции положения φ_2 в систему уравнений (1) — (4), можно показать, что представленная система уравнений нелинейна относительно неизвестных параметров. В этом случае задаются параметрами механизма (например, r_1 и b) из конструктивных соображений, обусловленных допустимыми размерами устройства. Либо система решается методом оптимизации. Кроме того, необходима адаптация метода к заданным параметрам технологического процесса, например к размерам обрабатываемой заготовки или получаемого изделия.

Цели данного исследования:

- формализация зависимостей между параметрами прямолинейно-огнбавющего механизма на базе метода интерполяционного приближения функций;
- адаптация полученной методики к решению задачи синтеза обжимного пресса для утилизации кузовов автомобилей (исходя из заданных параметров рабочего штамповочного пространства, определяемого конкретными размерами кузова);
- оценка точностных характеристик процесса.

Основная часть. Для решения поставленных задач определим параметры рабочего пространства обжимного пресса. Эти параметры послужат исходными данными для кинематического синтеза прямолинейно-огнбавющего механизма пресса, работа которого связана с деформацией обрабатываемого изделия. К ним относятся: H — максимальная высота рабочего пространства пресса (определена максимальной габаритной величиной обрабатываемого изделия); h — высота получаемого после обработки изделия; α' — угол раскрытия рабочего органа прямолинейно-огнбавющего механизма; L — длина рабочего пространства механизма, равная длине интервала приближения.

Если принять, что угол раскрытия рабочего органа обжимного пресса $\alpha' = \psi$, функцию поворота шатунной плоскости механизма, соответствующей положению рабочего органа в начале рабочего хода, можно представить в виде:

$$\varphi_2 = \pi + \psi = \pi + \alpha' = \pi + \arctg \frac{H - h}{L}. \quad (6)$$

Отклонение Δ траектории направляющей точки M от прямой линии на заданном интервале, определяемое как разность между ординатой точки M в начале интервала приближения и текущей ординатой, должно быть минимальным. Тогда функцию отклонения (3) с учётом функции φ_2 положения шатунной кривой механизма по уравнению (6) можно представить в виде:

$$\Delta = r_1 (1 - \cos \varphi_1) - r_2 (1 + \cos \varphi_2) = 0.$$

Приравняв отклонение к нулю, определяем параметр r_2 — расстояние от точки B до направляющей точки M из условия промежуточного приближения:

$$r_2 = \frac{r_1 (1 - \cos \varphi_1)}{1 + \cos \varphi_2}. \quad (7)$$

С учётом функции φ_2 по уравнению (6) получим:

$$r_2 = \frac{r_1(1 - \cos \varphi_1)}{1 + \cos(\pi + \psi)}. \quad (8)$$

Из уравнения (1), определяющего длину прямолинейного участка траектории движения точки M , находим длину кривошипа r_1 , подставив в него уравнение (8):

$$r_1 = \frac{L(1 - \cos \psi)}{2 \sin \varphi_1 (1 - \cos \psi) - 2 \sin \psi (1 - \cos \varphi_1)}. \quad (9)$$

По теореме синусов из $\triangle ABC$ составим соотношение:

$$\frac{r_1}{\sin \psi} = \frac{b}{\sin(\varphi_1 - \psi)},$$

отсюда длина стойки:

$$b = \frac{r_1 \sin(\varphi_1 - \psi)}{\sin \psi}. \quad (10)$$

Движение огибания дугой окружности неподвижной прямой сопровождается скольжением ε , которое вызывает силы трения в контактной паре «дуга — прямая». Это увеличивает нагрузку на привод и снижает стойкость инструмента, поэтому синтез механизма проводится из условия минимального скольжения на интервале приближения [9]. Скольжение равно нулю, если равна нулю разность между перемещением точки M на расстояние L и перемещением за это же время огибающей дуги длиной l , то есть:

$$\varepsilon = L - l = 0, \quad (11)$$

где l — длина дуги, образующей поверхность рабочего органа.

$$l = 2R\psi.$$

Подставив функции для L и l в уравнение (11), определим радиус дуги окружности из условия нулевого суммарного скольжения:

$$r_1 \sin \varphi_1 + r_2 \sin(\pi + \psi) = 2R\psi.$$

Тогда величина радиуса дуги окружности:

$$R = \frac{r_1 \sin \varphi_1 + r_2 \sin(\pi + \psi)}{2\psi} = \frac{L}{2\psi}. \quad (12)$$

Однако это не означает, что скольжение равно нулю в любой момент времени. Из уравнения следует, что скольжение равно нулю только в интерполяционных узлах, то есть в точках, где траектория направляющей точки M — центра кривизны дуги пересекает либо касается прямолинейной траектории, параллельной огибаемой прямой.

Таким образом, решая совместно уравнения (8) — (10), (12), определяем все параметры прямолинейно-огигающего механизма. Для решения данных уравнений необходимо угол ψ подставить в виде соотношения параметров рабочего штамповочного пространства из уравнения (6), которые задаются из технологических условий.

После того как найдены параметры механизма, определяются значения функции отклонения Δ и скольжения ε на расчётном интервале приближения L от заданного угла поворота кривошипа φ_1 :

$$\Delta = r_1(1 - \cos \varphi_1) - r_2(1 + \cos \varphi_2). \quad (13)$$

$$\varepsilon = 2(r_1 \sin \varphi_1 + r_2 \sin \varphi_2 - R(\pi - \varphi_2)). \quad (14)$$

Таким образом можно оценить точность воспроизведения закона движения и соответствие полученной схемы механизма заданной точности технологического процесса. При определении

отклонения Δ и скольжения ϵ функцию положения следует представить через найденные параметры механизма в соответствии с уравнением (5). Это позволит получить функции на всём интервале приближения и определить экстремумы функции через дифференцирование по обобщённой координате φ_1 .

Рассмотрим, как работает модель определения параметров, на примере прямолинейно-огигающего механизма пресса для утилизации кузова автомобиля (см. рис. 1).

Синтез начинается с определения технологических параметров рабочего штамповочного пространства. На рис. 2 представлен план кузова автомобиля ВАЗ-2121, геометрия которого характеризуется следующими параметрами: α — угол подъёма кузова, град; L_a — габаритная длина кузова, мм; h_k — высота капотного пространства, мм; H_a — габаритная высота кузова автомобиля, мм; b_a — габаритная ширина кузова.

При утилизации автомобиля с помощью пресса со сложным огигающим движением исполнительного органа кузов размещается между взаимогигаемыми выпуклым рабочим органом 4 и плоским основанием станины 5 (см. рис. 1) и подвергается деформации до заданной высоты брикета $h_{бр}$. Таким образом, огигаемая прямая будет расположена на высоте $h_{бр}$ от основания пресса параллельно её поверхности. При известном угле подъёма кузова α определяем длину рабочего штамповочного пространства, равную длине интервала приближения:

$$L = \frac{H_a}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Угол раскрытия рабочего органа механизма обжимного пресса:

$$\alpha' = \operatorname{arctg} \frac{H_a - h_{бр}}{L} = \psi.$$

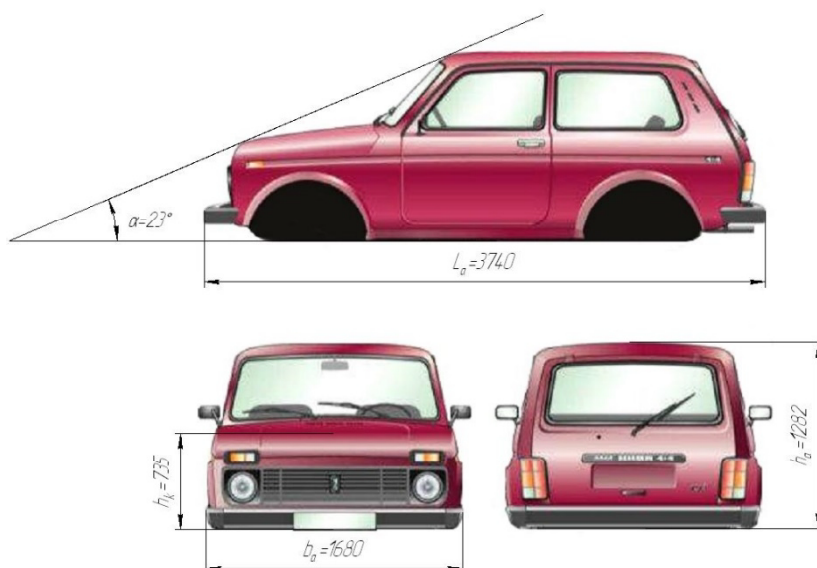


Рис. 2. Геометрия кузова легкового автомобиля ВАЗ-2121

Таким образом, зная параметры кузова автомобиля H_a , α , а также высоту брикета, которую требуется получить на выходе с линии прессования, можно определить параметры рабочего пространства обжимного пресса и все параметры схемы механизма. Задавшись величиной угла поворота кривошипа φ_1 , соответствующей положению механизма в начале рабочего хода или в

начале интервала приближения (на схеме $\varphi_1 = 90^\circ$, то есть рабочий ход составляет 180°), определяем следующие величины.

1) Длина штамповочного пространства пресса:

$$L = \frac{H_a}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{1282}{\operatorname{tg} 23^\circ} = 3032 \text{ мм},$$

где $H_a = 1282$ — габаритная высота кузова автомобиля ВАЗ-2121, мм; $\alpha = 23^\circ$ — угол подъёма кузова автомобиля ВАЗ-2121.

2) Угол раскрытия рабочего органа пресса:

$$\alpha' = \psi = \operatorname{arctg} \frac{H_a - h_{\text{оп}}}{L} = \operatorname{arctg} \frac{1282 - 350}{3032} = 0,3 \text{ рад.}$$

3) Длина кривошипа приводного механизма обжимного пресса (9):

$$r_1 = \frac{3032(1 - \cos 0,3)}{2 \sin 1,57(1 - \cos 0,3) - 2 \sin 0,3(1 - \cos 1,57)} = 270 \text{ мм.}$$

4) Расстояние от точки B до направляющей точки M (7):

$$r_2 = \frac{r_1(1 - \cos \varphi_1)}{1 + \cos(\pi + \psi)} = \frac{270(1 - \cos 1,57)}{1 - \cos 0,3} = 6079 \text{ мм.}$$

5) Длина стойки приводного механизма обжимного пресса (10):

$$b = \frac{r_1 \sin(\varphi_1 - \psi)}{\sin \psi} = \frac{270 \sin(1,57 - 0,3)}{\sin(0,3)} = 873 \text{ мм.}$$

6) Радиус дуги окружности, образующей поверхность рабочего органа обжимного пресса:

$$R = \frac{L}{2\psi} = \frac{3032}{2 \cdot 0,3} = 5053 \text{ мм.}$$

Для разработанной модели составлена программа автоматизированного расчёта параметров прямолинейно-огibaющего механизма в математической среде Maple. Результаты расчётов параметров механизма обжимного пресса в среде Maple представлены на рис. 3 и 4 в виде графиков зависимостей отклонения $\Delta = f(\varphi_1)$ и скольжения $\varepsilon = f(\varphi_1)$ на интервале приближения, соответствующего рабочему ходу механизма.

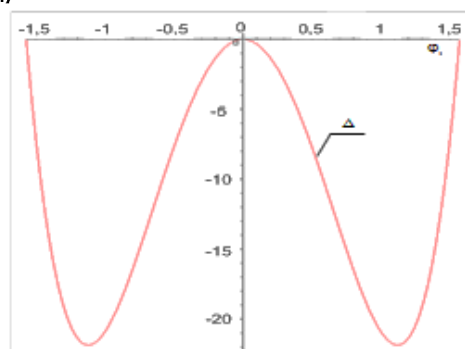


Рис. 3. График отклонения Δ , мм на интервале приближения при φ_1 от $-\pi/2$ до $\pi/2$

На графиках ось абсцисс представляет собой мнимую огибаемую прямую, которая разбита в диапазоне изменения угла поворота кривошипа рабочего хода механизма. Ось ординат представляет собой осевую линию симметрии, делящую интервал приближения и шатунную кривую на равные полуинтервалы. Угол рабочего хода механизма пресса равен 180° (на графике — от $-\pi/2$ до $\pi/2$).

Анализ графиков показывает, что функция отклонения достигает максимального значения $\Delta = 22$ мм на всём интервале приближения, равном длине штамповочного пространства обжимного пресса (причём первый раз на отрицательном полуинтервале, второй раз — на положительном). Относительно мнимой огибаемой прямой траектория точки контакта отклоняется в направлении деформации, то есть минимальная высота полученного после деформации брикета будет на 22 мм меньше.

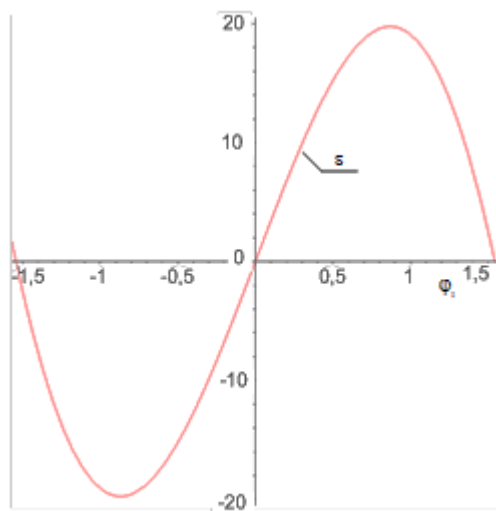


Рис. 4. График скольжения ε , мм на интервале приближения при φ_1 от $-\pi/2$ до $\pi/2$

Скольжение принимает максимальные значения 19 мм. Из графика видно, что на отрицательном полуинтервале присутствует скольжение «назад» (соответствует кривой, расположенной в отрицательной области графика), а на положительном полуинтервале — скольжение «вперёд» [10]. Интегрально же величина скольжения равна нулю.

Выводы.

1. Описанная методика позволяет определять кинематические параметры обжимного пресса для утилизации кузовов автомобилей. По габаритам такой пресс оказывается значительно меньше других прессов, выполняющих данную операцию. Это предопределяет перспективы его применения с учётом актуальности утилизации и вторичной переработки кузовов.

2. Как следует из приведённого примера, параметры точности обжатия и скольжения не оказывают решающего влияния на результаты данного технологического процесса, поэтому могут варьироваться в достаточно значительных пределах.

Библиографический список

1. Кузнецов, С. А. Прямолинейно-огигающие механизмы. Анализ и синтез: монография / С. А. Кузнецов, А. В. Владимиров. — Шахты : Изд-во Южно-Российс. гос. ун-та экономики и сервиса, 2007. — 139 с.
2. Merticaru, V., Oprisan C., Popovici E. Probabilistic optimizing method for the synthesis of the quadranglic mechanism which generates imposed plane curves. The Bulletin of the Polytechnic Institute of Iasi. Sec. 4. — 1990. — № 1–4. — Pp. 7–16.
3. Long Yukuang. A new optimum synthesis method in designing planar mechanisms / Long Yukuang, Zhou Jichang // Journal of Chongqing University. — 1986. — № 3. — Pp. 19–26.
4. Kasachios, A.-J. Optimal kinematic synthesis of four-bar mechanisms with minimax structural error / A.-J. Kasachios, S.-J. Tricamo // Proc. 6th World Congr. Theory Mash, and Mech. — New York; New Delhi, 1984. — Vol. I. — Pp. 146–149.

5. Ageles, J. The constrained least square optimization of spherical four-bar path generators / J. Ageles, Z. Liu // *The ASME Journal of Mechanical Design*. — 1992. — № 3. — Pp. 394–405.
6. Владимиров, А. В. Исследование кинематики и динамики прямолинейно-огibaющего механизма и создание на его основе штамповочного пресса: монография / А. В. Владимиров, С. А. Кузнецов. — Шахты : Изд-во ЮРГУЭС, 2008. — 137 с.
7. Владимиров, А. В. Интерполяционный синтез прямолинейно-огibaющего механизма гладильного пресса / А. В. Владимиров, А. Г. Головки // *Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки*. — 2009. — № 3. — С. 76–78.
8. Кузнецов, С. А. Кинематический синтез прямолинейно-огibaющего механизма щековой дробилки / С. А. Кузнецов, А. В. Владимиров, Ю. В. Белубекова // *Инженерный вестник Дона*. — 2012. — Т. 20, № 2. — С. 634–636.
9. Владимиров, А. В. Точность приближённых прямолинейно-огibaющих механизмов / А. В. Владимиров, С. А. Кузнецов // *Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки*. — 2004. — № 2. — С. 86–89.
10. Владимиров, А. В. Экспериментальное исследование показателей точности движения огibaющего механизма штамповочного пресса / А. В. Владимиров // *Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки*. — 2008. — № 5. — С. 70–72.

Материал поступил в редакцию 21.10.2013.

References

1. Kuznetsov, S. A., Vladimirov, A. V. *Pryamolineyno-ogibayushchiye mekhanizmy. Analiz i sintez: monografiya*. [Rectilinearly-enveloping mechanisms. Analysis and synthesis: monograph.] Shakhty : Izdatelstvo Yuzhno-Rossiyskogo gosudarstvennogo universiteta ekonomiki i servisa, 2007, 139 p. (in Russian).
2. Merticaru, V., Oprisan C., Popovici E. Probabilistic optimizing method for the synthesis of the quadranglic mechanism which generates imposed plane curves. *Bull. Polytech. Inst. Iasi. Sec. 4*. — 1990, no. 1–4, pp. 7–16.
3. Long Yukuang, Zhou Jichang. A new optimum synthesis method in designing planar mechanisms. *Chuncin Dasyui Suibao. J. Chongding Univ.*, 1986, no. 3, pp. 19–26.
4. Kasachios A. J., Tricamo S. J. Optimal kinematic synthesis of four-bar mechanisms with minimum structural error. *Proc. 6th World Congr. Theory Mash, and Mech. New York. New Delhi*, 1984, vol. I, pp. 146–149.
5. Ageles, J., Liu, Z. The constrained least square optimization of spherical four-bar path generators. *Trans. ASME. J. Mech. Des.* 1992, no. 3, pp. 394–405.
6. Vladimirov, A. V., Kuznetsov, S. A. *Issledovaniye kinematiki i dinamiki pryamolineyno-ogibayushchego mekhanizma i sozdaniye na yego osnove shtampovochного pressa: monografiya*. [Study on kinematics and dynamics of the rectilinear-enveloping mechanism and creation of stamping press on its basis: monograph.] Shakhty : Izdatelstvo URUES, 2008, 137 pp. (in Russian).
7. Vladimirov, A. V., Golovko, A. G. *Interpolyatsionnyy sintez pryamolineyno-ogibayushchego mekhanizma gladilnogo pressa*. [The interpolation synthesis of rectilinear-enveloping mechanism of ironing press.] *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Severo-Kavkazskiy region. Technical sciences*. 2009, no. 3, pp. 76–78 (in Russian).
8. Kuznetsov, S. A., Vladimirov, A. V., Belubekova, Y. V. *Kinematicheskiy sintez pryamolineyno-ogibayushchego mekhanizma shchekovoy drobilki*. [The kinematic synthesis of rectilinear-enveloping mechanism of jaw crusher.] *Inzhenernyy vestnik Dona*, 2012, vol. 20, no. 2, pp. 634–636 (in Russian).

9. Vladimirov, A. V., Kuznetsov, S. A. Tochnost priblizhennykh pryamolineyno-ogibayushchikh mekhanizmov. [Accuracy of approximate rectilinear-enveloping mechanisms.] Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Severo-Kavkazskiy region. Technical Sciences. 2004, no. 2, pp. 86–89 (in Russian).

10. Vladimirov, A. V. Eksperimentalnoye issledovaniye pokazateley tochnosti dvizheniya ogibayushchego mekhanizma shtampovogochnogo pressa. [Experimental investigation of motion accuracy parameters of envelope mechanism of stamping press.] Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Severo-Kavkazskiy region. Technical Sciences. 2008, no. 5, pp. 70–72 (in Russian).

DETERMINATION OF RECTILINEARLY ENVELOPING MECHANISM KINEMATIC PARAMETERS TO REFERENCE SIZES OF WORKING SPACE THROUGH THE EXAMPLE OF PRESS FOR CARBODY DISPOSAL*

S. A. Kuznetsov, A. V. Vladimirov, E. N. Mormul

The kinematic synthesis of the rectilinearly enveloping mechanism parameters that allows determining the circuit constants and the accuracy characteristics of the prescribed motion of the function element to reference sizes of the working space is presented. A crimping press for recycling carbody with the compound enveloping motion of the working member is considered. The presented database allows determining its kinematic parameters. At this, the press is much smaller in dimensions than other presses performing the given operation. This predetermines its perspectiveness with account for the significance of the body utilization and recycling. The presented synthesis is based on the function approximation method describing the motion trajectory of the mechanism guide point to the guided path. As it follows from the given example, the crimping and sliding accuracy parameters are not critical for the carbody strain process under the disposal, therefore, they can vary quite substantially.

Keywords: rectilinearly enveloping mechanism, parameter determination, press.

* The research is done within the frame of the independent R&D.