

УДК 531.8; 621.8 (28.001.2); 621.73

Явтушенко А. В.

СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ ПРИЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРЕССОВ

Синтез исполнительного механизма любой машины предполагает проектирование кинематической схемы механизма и определение его параметров, удовлетворяющих заданным требованиям, которые следуют из назначения машины и ее функциональных возможностей. Проектирование механизма осуществляется в виде последовательности трех отдельных проектных процедур, представляющих собой подсистемы общей задачи синтеза, а именно, структурного, параметрического и динамического синтеза [1]. Отличаясь как целями, так и методами, указанные три вида синтеза являются самостоятельными, но взаимосвязанными задачами, т. к. результаты одного вида синтеза определяют методы и результаты последующего.

Первостепенной задачей при проектировании пресса как механической системы является структурный синтез исполнительных механизмов, содержание и методология проектирования которых в общей постановке задачи разработаны в трудах классиков теории механизмов и машин. Применительно к механическим прессам решены задачи структурного синтеза наиболее распространенного кривошипно-ползунного механизма [1–4]. Для более сложных многозвенных рычажных механизмов, используемых в специализированных прессах для выдавливания, вытяжки, чистовой вырубки и др., задача синтеза рассматривается или в общих чертах или сводится к анализу свойств конкретного механизма [1–4]. Отсутствие единых методов синтеза, игнорирование многочисленных конструктивных и технологических требований к кинематическим свойствам механизмов приводит к неудовлетворительному качеству исполнительных механизмов, завышению запасов прочности, увеличению металлоемкости. Появляются предложения по структурным схемам исполнительных механизмов прессов совершенно не учитывающие условия синтеза по конструктивным и технологическим требованиям. Условиями синтеза принимаются условия, совершенно не относящиеся к функциональному назначению прессов, например, габарит пресса по высоте, величина радиуса кривошипа главного вала, минимальное значение крутящего момента и другие.

Цель работы состоит в обобщении задач и методов структурного синтеза исполнительных механизмов механических прессов с учетом конструктивных особенностей и технологического назначения, классификации методов по функциональному признаку.

Исполнительные механизмы механических прессов представляют собой плоские многозвенные рычажные механизмы второго класса с одной степенью свободы. Ведущее звено совершает вращательное движение, ведомое звено чаще всего совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение, т. е. механизмы являются механизмами циклического действия. Известно несколько десятков механизмов, которые нашли применение в механических прессах [1–4]. Тем не менее, вопросы их синтеза с учетом особенностей технологических операций совершенно не разработаны. При огромном многообразии структурных схем таких механизмов их структурный синтез производится чаще всего на основе интуитивных методов с использованием предшествующего опыта, многочисленных справочных материалов [5, 6]. Основная сложность структурного синтеза состоит в трудности математической формализации задачи синтеза.

Основная задача исполнительного механизма состоит в удовлетворении требований технологического процесса и условий функционирования самого механизма, которые в общем случае сводятся к следующим.

1. Механизм должен обеспечить преобразование вращательного движения главного вала в возвратно-поступательное движение рабочего органа – ползуна.
2. Ползун за один оборот главного вала (двойной ход) должен совершить перемещение между крайними верхним и нижним положением на заданную величину S_{\max} .

3. В зависимости от функционального назначения механизма на заданном интервале движения главного вала он должен обеспечить заданный закон перемещения ползуна. Для главного исполнительного механизма должен быть обеспечен заданный закон изменения скорости ползуна, а для вспомогательных исполнительных механизмов – высотой ползуна в крайнем нижнем положении.

4. Параметры механизма должны удовлетворять условиям существования механизма при всех возможных положениях звеньев.

5. Должны быть обеспечены наилучшие условия функционирования механизма, прежде всего, должны быть ограничены углы давления в кинематических парах.

6. Должны быть обеспечены условия необходимой жесткости механизма, особенно в период рабочего хода.

7. Параметры механизма должны обеспечивать максимальное ограничение сил инерции и количества изменений направления ускорения ползуна на всем интервале движения ползуна.

8. Механизм должен быть максимально технологичным при изготовлении и простым при эксплуатации.

Все приведенные требования могут быть одновременно удовлетворены только после выполнения всех трех видов синтеза, причем каждый вид синтеза должен удовлетворять отдельной категории указанных требований. Однако можно утверждать, что база для удовлетворения всех указанных требований начинается на стадии структурного синтеза.

Первоначально структура механизма определяется первыми тремя требованиями, потому чаще всего в качестве исполнительных механизмов в механических прессах используются только рычажные или зубчато-рычажные механизмы. Все механизмы являются механизмами периодического действия, причем рабочий ход занимает относительно небольшой интервал прямого хода, близкий к конечному положению ползуна. Закон перемещения ползуна определяется некоторой аналитической функцией, которую называют функцией положения $S = f(\alpha)$, $0 \leq \alpha \leq 2\pi$, функцию перемещения механизма. Здесь S – перемещение конечного звена механизма, т. е. рабочего органа пресса; α – угол поворота ведущего вала. Начала и направления отсчета координат S и α всегда можно выбрать так, чтобы выполнялись условия

$$f(0) = f(2\pi) = 0,$$

$$f(\alpha) \geq 0 \text{ при всех } \alpha \in [0, 2\pi]$$

Конкретная форма функции положения $S = f(\alpha)$ зависит от параметров механизма и его структурной схемы и на этапе структурного синтеза неизвестна. Но, тем не менее, на этом этапе синтеза необходимо иметь информацию или о виде функции положения, или, по меньшей мере, о ее свойствах на определенном отрезке $\alpha \in [\alpha_1, \alpha_2]$, так как функциональные возможности реализации передаточной функции каждой структурной схемы ограничены определенными условиями и пределами.

Требуемый закон движения ползуна определяется, прежде всего, технологическим назначением пресса, точнее скоростными условиями пластического деформирования металла выбранным технологическим способом. В этом отношении исполнительные механизмы механических прессов можно разделить на три группы.

К первой группе относятся механизмы прессов для горячей объемной штамповки, универсальных прессов для листовой штамповки, т. е. для таких технологических операций в которых качество пластического деформирования практически не зависит от закономерности перемещения ползуна в период рабочего хода (разделительные операции листовой штамповки, гибка, горячая объемная штамповка и др.). Для таких операций наблюдается некоторое влияние скорости ползуна на стойкость инструмента, в определенной степени на качество поверхности среза, но не на осуществление самой операции. По этим причинам для выполнения таких операций используется наиболее простой и надежный механизм – кривошипно-ползунный, в полной мере отвечающий всем перечисленным требованиям. Единственное отличие заключается в скорости вращения главного вала, т. е. в номинальном числе ходов

ползуна. Ограничение быстродействия листоштампочных прессов (примерно на порядок по сравнению с КГШП) обусловлено увеличенными затратами на пластическое деформирование, габаритами деталей и увеличенным ходом ползуна.

Вторую группу механизмов составляют главные исполнительные механизмы прессов для ряда технологических операций, где требуется обеспечение благоприятного протекания деформирования заготовки (глубокая вытяжка, холодное выдавливание, чистовая вырубка и др.). Для таких операций требуется ограниченная по модулю и предпочтительно постоянная или близкая к постоянной скорость ползуна. Такие условия движения ползуна могут быть обеспечены только при использовании многозвенных рычажных и зубчато-рычажных механизмов сложной структуры.

Третью группу составляют механизмы, обеспечивающие на заданном интервале поворота главного ведущего вала, выстой ползуна с наименьшим отклонением от нулевого положения. Такие механизмы используют, как правило, в качестве дополнительных исполнительных механизмов, осуществляющих прижим заготовки при вытяжке, создание противодавления при чистовой вырубка и других технологических операциях.

Исходя из требований к виду передаточной функции для указанных трех групп механизмов, можно констатировать, что аналитический метод синтеза возможен только для простейших механизмов, например, кривошипно-ползунного, шарнирного четырехзвенника. Для многозвенных механизмов полноценный структурный синтез трудно формализуемый, поэтому возможен только геометрический или эвристический методы. Геометрический метод оценки основан на сопоставлении и анализе положения звеньев для различных вариантов исполнения механизма заданной структурной схемы. По сравнению с аналитическим методом такой метод анализа не требует задания функции положения, и применим для большего числа механизмов. Однако его возможности ограничены ввиду необходимости многочисленных геометрических построений с высокой точностью.

Анализ многочисленных источников позволяет в качестве главного критерия при оценке функциональных возможностей механизма заданной структуры принимать максимальное количество M_{\max} экстремумов передаточной функции $S = f(\alpha)$ и их положение на интервале $\alpha \in [0, 2\pi]$, при допустимых значениях параметров $Q = \{q_1, q_2, \dots, q_n\}$. Принимается, что параметры находятся в области допустимых значений Θ , в которой обеспечивается функционирование механизма, т. е. $Q \in \Theta$.

Очевидно, что для любого механизма, функция положения которого отвечает указанным условиям, имеется, по меньшей мере, два экстремума функции положения, один из которых достигается в точке $\alpha = 0$, а второй на интервале $[0, 2\pi]$. Число экстремумов M_{\max} всегда четное. Функциональные возможности механизма будут тем выше, чем больше число экстремумов M_{\max} , и чем больше интервал угла поворота главного вала, на котором они имеют место. При этом важно, что если для данной структурной схемы механизма найдено число M_{\max} , то всегда возможно создание механизма этой же структуры с числом экстремумов, равным $2, 4, 6, \dots, M_{\max}-2$. С другой стороны, присоединение механизма с одной степенью подвижности к механизму, имеющему M_{\max} экстремумов, увеличивает число M_{\max} образованного механизма на 2 или 4.

Отсюда следует, что кривошипно-ползунный механизм и шарнирный четырехзвенник могут быть использованы только в качестве механизмов первой группы, т. е. для прессов без специальных требований по виду закона движения ползуна. Назовем такие механизмы простейшими и обозначим: *КМ* – кривошипно-ползунный механизмы и *ШМ* – шарнирный четырехзвенник.

Для механизмов с остановкой в крайнем нижнем положении должен использоваться механизм, обеспечивающий не менее 4 экстремумов функции положения. Такой механизм может быть образован последовательным соединением двух простейших механизмов в сочетании, например, *ШМ+ШМ* или *КМ+ШМ*, с образованием шестизвенного механизма с числом экстремумов $M_{\max} = 2, 4$ и 6. Экстремумы функции положения имеют место, когда поочередно два определенных соседних звена каждого из составляющих механизмов располагаются

на одной линии. Шестизвенный механизм с $M_{\max} = 2$ никакими специальными свойствами не отличается от простейшего и применения не находит. При $M_{\max} = 4$ функция положения для шестизвенного механизма *ШМ+ШМ* или *КМ+ШМ* имеет вид, показанный на рис. 1. Здесь φ_{R3} – угловая координата ведомого звена второго механизма *ШМ*. Один экстремум в точке 6 соответствует одному крайнему положению первого составляющего механизма, а три остальные (2, 3 и 4) – другому крайнему положению, когда на одной линии располагаются поочередно два звена каждого из механизмов. Для такого механизма соблюдается особенность: $(\varphi_{R3})_2 = (\varphi_{R3})_4$.

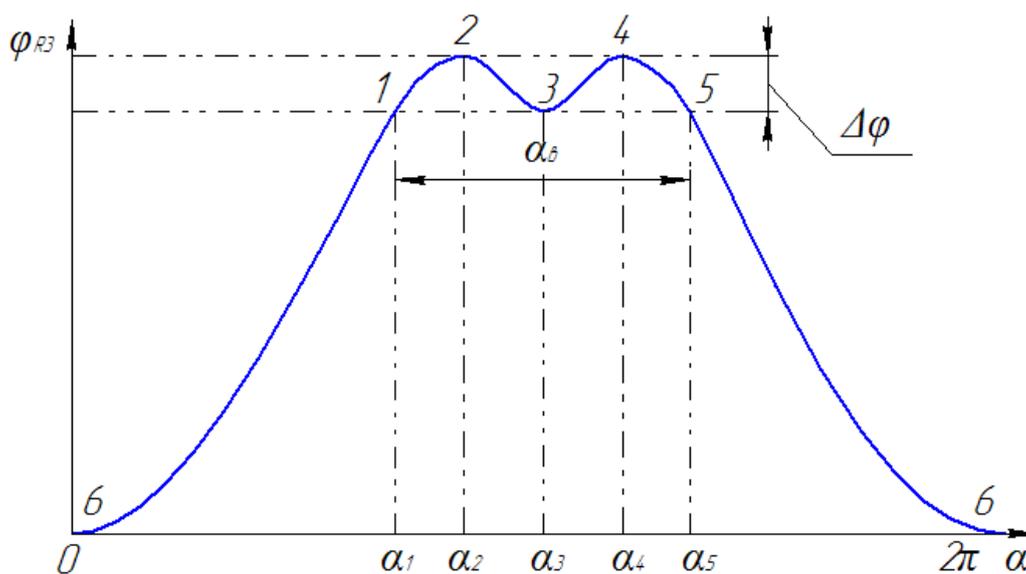


Рис. 1. Функция положения шестизвенного механизма при $M_{\max} = 4$

Необходимо отметить, что подобная форма графика функции положения обеспечивается механизмом, составленным как двумя механизмами *ШМ*, так и механизмами *КМ* и *ШМ*. Последние механизмы применялись в вытяжных прессах устаревших конструкций. Однако вследствие конструктивных недостатков (увеличенные габариты, повышенная металлоемкость, меньшая технологичность и, главное, значительные силы трения в поступательной паре) были заменены механизмами первого вида с вращательными парами [1, 3, 4].

Возможно существование механизма, имеющего $M_{\max} = 6$. Функция положения при этом имеет две точки экстремума в начале или конце интервала $[0, 2\pi]$. Однако такие механизмы не имеют практического применения, т. к. угол давления в первом механизме превышает допустимые значения и приближается к $80\text{--}85^\circ$.

Из рис. 1 следует, что если на графике функции перемещения отметить две дополнительные точки 1 и 5, расположенные на горизонтальной прямой, проходящей через вершину экстремума в точке 3, зона выстоя конечного звена второго механизма увеличивается до α_B . Величина колебания конечного звена не превышает $\Delta\varphi$.

Для осуществления возвратно-поступательного движения ползуна к последнему звену второго механизма присоединяется диада шатун–ползун и конечный механизм становится восьмизвенным (рис. 2). Возможное число экстремумов увеличивается до $M_{\max} = 8$. При $M_{\max} = 8$ функция положения имеет вид, показанный на рис. 3. Здесь S_n – перемещение ползуна последнего третьего механизма. Теоретически выстой ползуна имеет место при угле поворота главного вала α_{em} . Если учитывать положения механизма, когда экстремум функции положения не наблюдается, но величина отклонения ползуна не превышает ΔS_n , то зона выстоя ползуна увеличивается от α_{em} до α_e . Одновременно увеличивается интервал угла α_c поворота вала до начала обратного хода прижимного ползуна, необходимый для выполнения процесса съема изделия с пуансона.

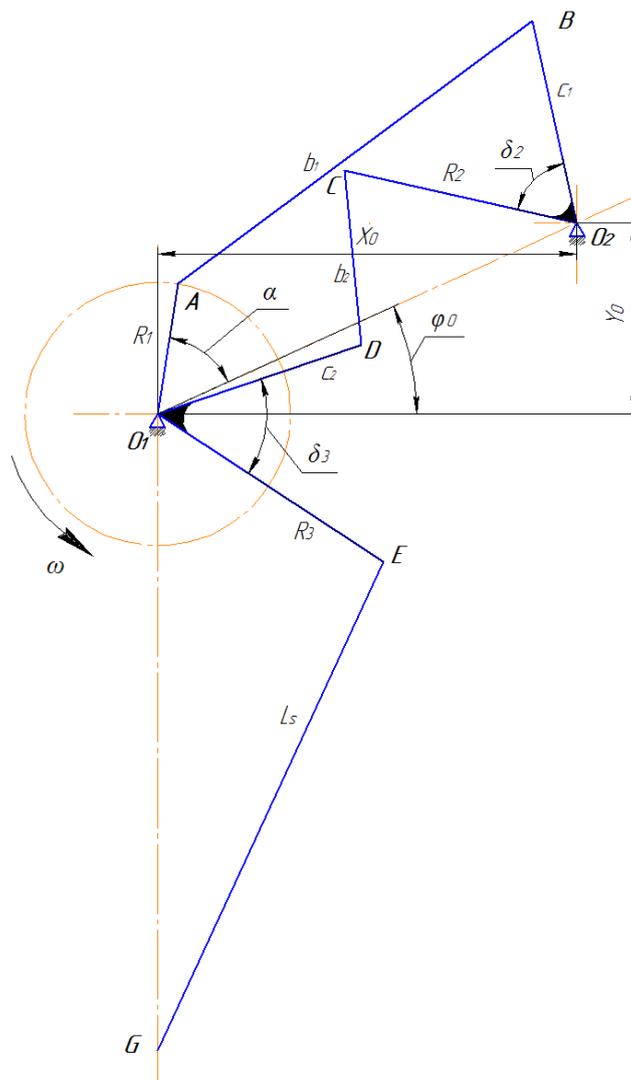


Рис. 2. Схема механизма прижима современного вытяжного пресса

Длительный выстой ползуна в нижнем положении обеспечивается последовательным прохождением ведомых звеньев каждого составляющего механизма через близкорасположенные точки при одновременном повороте главного вала на заданном интервале $\alpha \in [\alpha_1, \alpha_5]$.

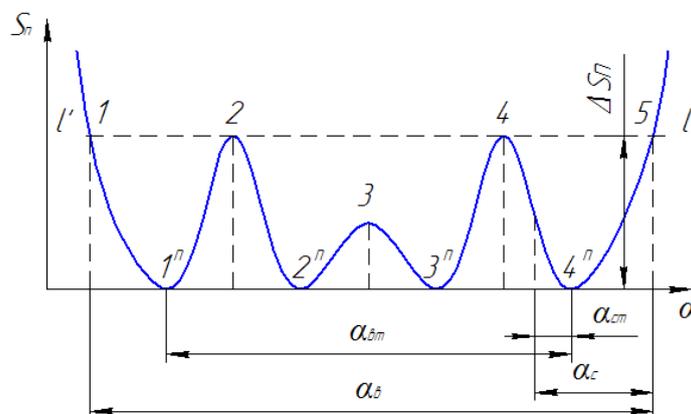


Рис. 3. Функция положения восьмизвенного механизма при $M_{max} = 8$

На рис. 4 показаны положения первых двух механизмов при выстое ползуна в нижнем положении. Из рисунка следует, что для обеспечения наибольшего числа экстремумов функции положения в соответствии с рис. 1 размеры звеньев второго механизма и угол δ_2 между

ведомым звеном первого механизма и ведущим звеном второго должен выбираться так, чтобы шарнир в точке C переходил линию O_2D при нахождении первого механизма в крайнем положении A_3 (точка C_3).

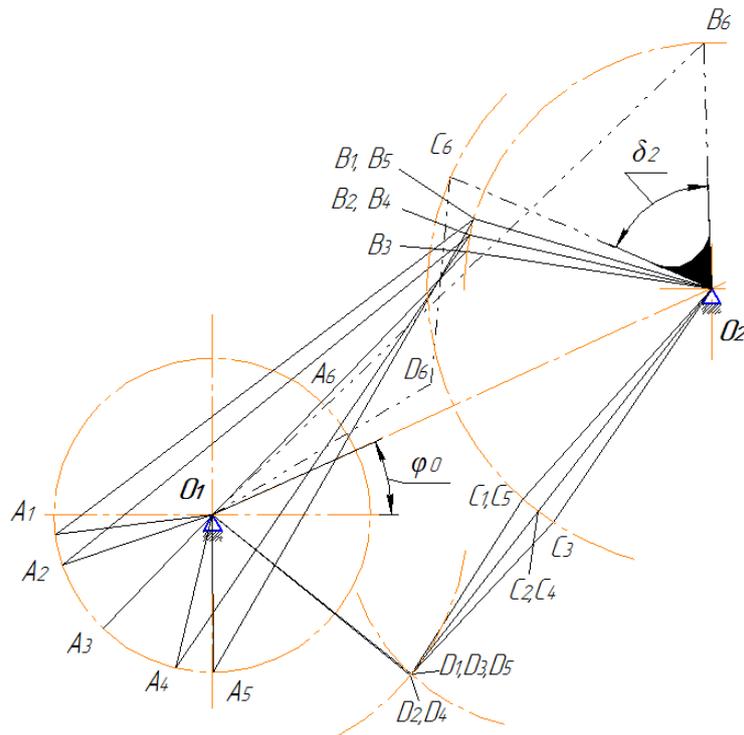


Рис. 4. Положения двух механизмов при высоте ползуна

Второе условие синтеза механизма состоит в том, что угол δ_3 между ведомым звеном второго механизма и ведущим звеном третьего механизмов, или угол φ_0 наклона расположения опор (рис. 4) должны выбираться таким образом, чтобы при движении точки шарнира D из положения 1, 3, 5 в положение 2 и 4 и обратно, ползун достигал крайнего нижнего положения в точках F_i^i , (где $i = 1, 2, 3, 4$), как показано на рис. 5.

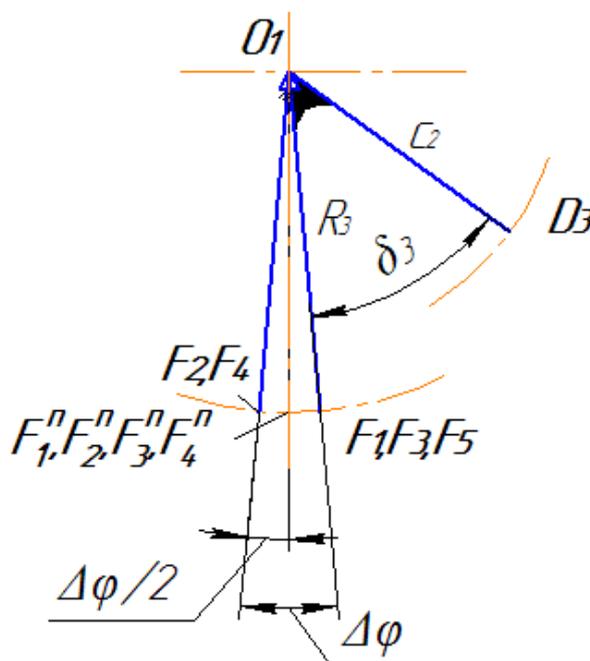


Рис. 5. Положения конечного механизма при высоте ползуна

Задача синтеза такого механизма заключается в том, что необходимо определить такие его параметры, при котором обеспечивается симметричное расположение экстремумов в нижнем положении при минимальной величине амплитуды перемещений ΔS_n на заданном углу выстоя $\alpha_{вт}$, и одновременном выполнении всех других условий синтеза.

ВЫВОДЫ

Структурный синтез механизмов прижима вытяжных прессов производится с учетом технологического назначения механизма по критерию количества и положения экстремумов функции положения. Решение задачи структурного синтеза возможно только эвристическим методом, т. к. математическая формулировка задачи практически невозможна. Задача параметрического синтеза механизмов состоит в определении соотношения размеров звеньев, обеспечивающих требуемое количество экстремумов функции положения при одновременном выполнении определенных конструктивных и технологических требований.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Живов Л. И. *Кузнечно-штамповочное оборудование : Учебник для вузов / Л. И. Живов, А. Г. Овчинников, Е. Н. Складчиков, под ред. Л. И. Живова. – М. : Изд-во МГТУ, 2006. – 560 с.*
2. Бочаров Ю. А. *Кузнечно-штамповочное оборудование : Учебник для вузов / Ю. А. Бочаров. – М. : Издательский центр «Академия», 2008. – 480 с.*
3. Свистунов В. Е. *Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы / В. Е. Свистунов. – М. : МГИУ, 2008. – 704 с.*
4. Ланской Е. Н. *Элементы расчета узлов и деталей кривошипных прессов / Е. Н. Ланской, А. Н. Банкетов. – М. : Машиностроение, 1966. – 380 с.*
5. Левитский Н. И. *Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. – М. : Наука, 1979. – 576 с.*

REFERENCES

1. Zhivov L. I. *Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie : Uchebnik dlja vuzov / L. I. Zhivov, A. G. Ovchinnikov, E. N. Skladchikov, pod red. L. I. Zhivova. – M. : Izd-vo MGTU, 2006. – 560 s.*
2. Bocharov Ju. A. *Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie : Uchebnik dlja vuzov / Ju. A. Bocharov. – M. : Izdatel'skij centr «Akademija», 2008. – 480 s.*
3. Svistunov V. E. *Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie. Krivoshipnye pressy / V. E. Svistunov. – M. : MGIU, 2008. – 704 s.*
4. Lanskoj E. N. *Jelementy rascheta uzlov i detalej krivoshipnyh pressov / E. N. Lanskoj, A. N. Banketov. – M. : Mashinostroenie, 1966. – 380 s.*
5. Levitskij N. I. *Teorija mehanizmov i mashin / N. I. Levitskij. – M. : Nauka, 1979. – 576 s.*

Явтушенко А. В. – канд. техн. наук, доц. ЗНТУ

ЗНТУ – Запорожский национальный технический университет.

E-mail: ayav2008@yandex.ru