

УДК 621.01:621.77.06

DOI: 10.25206/1813-8225-2022-181-7-12

В. Г. ХОМЧЕНКО

Омский государственный
технический университет,
г. Омск

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ БЕЗМУФТОВОГО МЕХАНИЧЕСКОГО ПРЕССА НА ОСНОВЕ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА ТРЕТЬЕГО КЛАССА

В статье рассматривается кинематическая схема рычажного кривошипно-ползунного механизма третьего класса, на основе которой предложен исполнительный механизм механического безмуфтового пресса по патенту на изобретение (патент РФ № 2752399). Переключение режимов работы пресса осуществляется путем перемещения управляющего ползуна из одного неподвижного положения в другое. Кинематические параметры рычажного механизма назначены таким образом, что в рабочем режиме закон перемещения рабочего органа пресса близок к закону движения выходного звена четырехзвенного центрального кривошипно-ползунного механизма, а в режиме холостого хода — рабочий орган совершает малые перемещения (приближенный выстой) при полном обороте кривошипа. Приведены необходимые для расчета механизма аналитические зависимости и соответствующий им пример.

Ключевые слова: механический безмуфтовый пресс, рычажный механизм третьего класса, приближенный выстой, управляющий ползун, расчетные зависимости.

Кузнечно-штамповочные технологии относятся к одним из прогрессивных методов в современном машиностроительном производстве изделий [1–4], позволяющих существенно сократить обработку резанием, максимально уменьшить расход металла, а также в ряде случаев заметно улучшить его структуру, а следовательно, и механические свойства.

К наиболее распространенному кузнечно-штамповочному оборудованию, реализующему названные технологии, можно отнести механические прессы, в основе которых лежат кривошипно-шатунные механизмы различной сложности [1–3]. Широкому распространению таких прессов способствует, в частности, возможность

получения больших усилий в сочетании с достаточной быстроходностью.

В кривошипных кузнечно-прессовых машинах устройствами, работающими в наиболее напряженных условиях, являются фрикционные муфты включения, тормоза и системы управления этими устройствами [5]. В основном именно эти устройства определяют надежность включения/выключения рабочих ходов пресса, безопасность его обслуживания и производительность. В последнее время все большее внимание уделяется улучшению экологических характеристик прессового оборудования, что затруднено при использовании традиционных систем включения/выключения, так как именно муфты и тор-

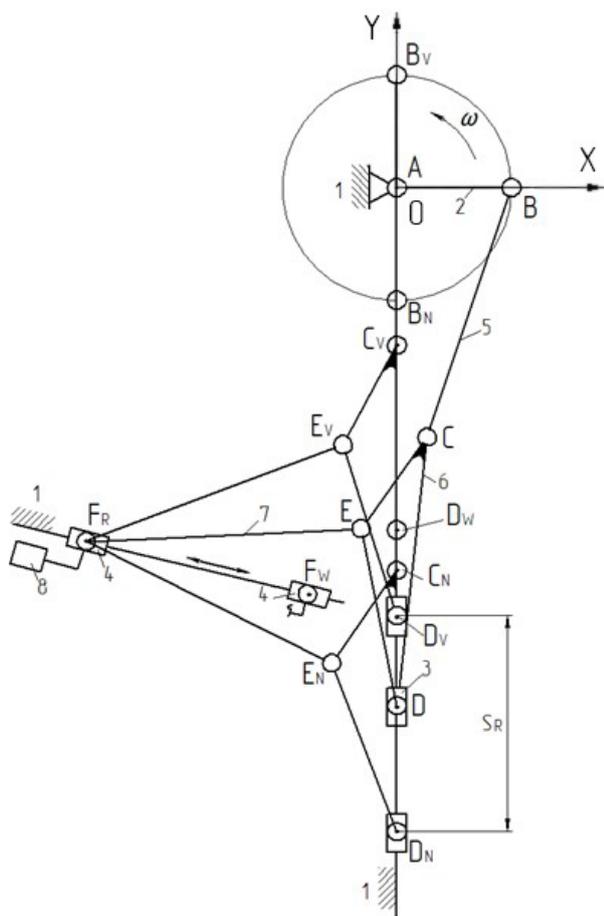


Рис. 1. Кинематическая схема безмуфтового механического пресса в рабочем режиме

моза являются источниками загрязнения производственной среды.

Дальнейшее повышение надежности работы механических прессов и улучшение их экологических свойств связано с совершенствованием системы включения/выключения рабочих ходов таких прессов. Одним из путей решения этой проблемы является отказ от использования муфт и тормозов и замена их механизмами, позволяющими осуществлять процесс включения/выключения рабочих ходов пресса без остановки главного кривошипного вала и переход к использованию так называемых безмуфтовых механических прессов.

Несмотря на то, что к настоящему времени появился ряд устройств, исключающих применение муфт и тормозов, в частности, предложенных в [6–8], считать эту проблему решенной в полной мере нельзя в связи с относительной сложностью таких устройств и недостаточной их надежностью.

Одним из способов решения указанной проблемы можно считать применение безмуфтового механического пресса, кинематическая схема которого защищена патентом на изобретение [9]. В основе предложенной кинематической схемы лежит рычажный механизм третьего класса по классификации Ассур – Артоболевского.

Рычажные механизмы третьего класса успешно применяются для получения приближенных

остановок рабочих органов исполнительных устройств на заданном участке циклограммы работы цикловых машины-автомата [10–12], а также при реализации гибких технологических процессов, требующих непрерывной или дискретной регулировки тех или иных параметров, характеризующих перемещения этих органов [13–15].

Следует отметить, что рычажные механизмы, содержащие в своем составе группы Ассур третьего класса третьего порядка, обладают достаточно широкими регулируемыми возможностями [11, 13–15] при относительно небольшом числе подвижных звеньев. Регулирование в таких механизмах может быть, как отмечалось, дискретного характера [9, 13–15], когда регулирование заключается, по сути, в релейном переводе регулирующего звена из одного положения в другое, или аналогового [11], когда происходит плавное изменение положения регулирующего звена по определенному в пространстве и времени закону движения для обеспечения требуемого закона движения рабочего органа. В предлагаемом безмуфтовом механическом прессе используется первый тип управления.

Отличительной особенностью предлагаемой кинематической схемы механизма третьего класса (рис. 1, 2) от известных [10–15] является возможность, во-первых, реализации функций управления прессом, а во-вторых, возможность получения в зоне выше рабочей области ползуна 3 его приближенной остановки при повороте главного кривошипного вала 2 на 360° в холостом режиме работы пресса. Последнее из упомянутых особенностей кинематической схемы позволяет обеспечивать фактическую остановку рабочего ползуна 3 в верхнем положении (выключение пресса) при постоянном вращении коленчатого вала AB пресса. Именно это обстоятельство и исключает применение в предложенном механическом прессе [10] муфт и тормозов.

Включение/выключение рабочих ходов пресса, имеющего такую кинематическую схему, осуществляется простым перемещением по направляющей $F_R F_W$ станины 1 пресса управляющего звена 4 (опоры F) в положение F_R или в положение F_W (рис. 1, 2) с использованием дополнительного привода 8 для соответствующего дискретного изменения положения управляющего ползуна 4.

В рабочем режиме, когда управляющий ползун 4 находится в положении F_R (рис. 1), параметры кинематической схемы должны обеспечивать движение рабочего ползуна 3 по закону, близкому к предпочтительному в прессовом оборудовании и реализуемому обычно четырехзвенными центральными кривошипно-ползунными механизмами [1, с. 29].

В предлагаемом механизме это обеспечивается тем, что шарнир E вспомогательного коленчатого звена 7, являющийся, по сути, в рабочем режиме подвижной опорой для нижнего колена 6 ломающегося шатуна BCD, находится, при верхнем и нижнем положениях рабочего ползуна 3, на прямой, параллельной направляющей этого ползуна.

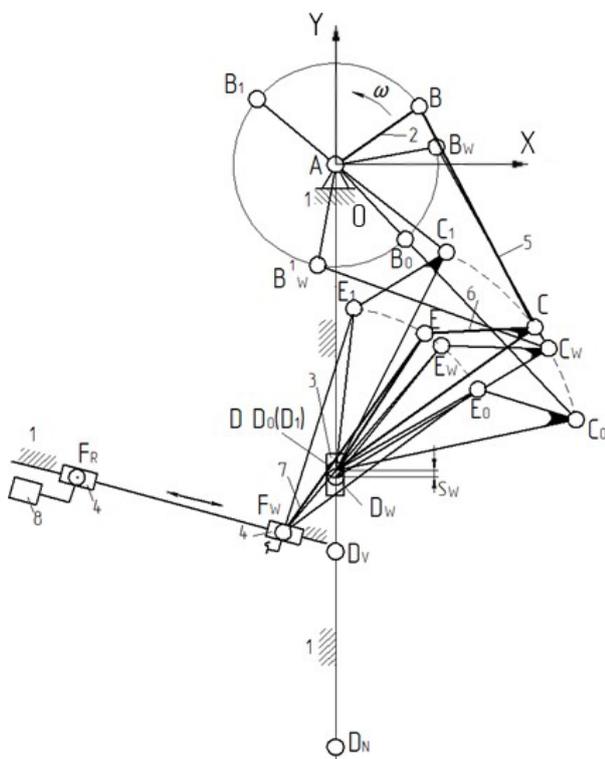


Рис. 2. Кинематическая схема безмуфтового механического пресса в холостом режиме

Можно отметить, что чем ближе траектория точки E к прямой, параллельной направлению движения рабочего ползуна 3, тем ближе параметры синтезируемого механизма третьего класса к параметрам четырехзвенного кривошипно-ползунного механизма.

Это связано с тем, что в этом случае звено 6 будет совершать, так же как и ползун 3, поступательное движение, а верхнее колено 5 ломающегося шатуна BCD будет играть роль обычного шатуна. Таким образом, в рабочем режиме предлагаемый механизм лишь незначительно отличается от четырехзвенного кривошипно-ползунного механизма.

В рабочем режиме, когда шарнир F вспомогательного звена FE неподвижно находится в положении F_R (рис. 1), рабочий орган пресса (ползун 3) совершает рабочие хода на величину S_R .

Режим холостых ходов пресса обеспечивает тем, что при помещении шарнира F в точку F_W (рис. 2) ползун 3 совершает малые колебания S_W (приближенный выстой) при полном обороте кривошипа AB .

Порядок проектирования и расчета предложенной кинематической схемы пресса для реализации холостого режима его работы основывается на методике синтеза рычажных механизмов с приближенными остановами конечной продолжительности выходного звена [10, 12–14], получаемыми за счет использования предельных положений таких механизмов.

Перемещение шарнира F из одного неподвижного положения в другое должно осуществляться исполнительным органом системы управления

прессом в период обратного хода ползуна 3. (Рассмотрение работы системы управления перемещением шарнира F в данной статье не предусматривается.)

Таким образом, для создания предлагаемого пресса следует разработать регулируемый рычажный механизм третьего класса, способный в одном положении, соответствующем рабочему режиму, создать необходимые прессовые усилия, а в другом, соответствующем режиму холостого хода, — практически неподвижное состояние рабочего ползуна 3.

Синтезу кинематической схемы рычажного механизма третьего класса в двух ее состояниях, соответствующих работе пресса в указанных режимах, и посвящена данная статья.

Синтез кинематической схемы механизма для реализации рабочих ходов пресса. В данной статье предлагается метод синтеза кинематической схемы рычажного механизма третьего класса (рис. 1), который, как отмечалось, в рабочем режиме по своим характеристикам близок к четырехзвенному центральному кривошипно-ползунному механизму, обеспечивающему наиболее приемлемый для выполнения штамповочных операций закон движения рабочего органа пресса [1, с. 29].

Синтез механизма будем вести в относительных единицах, приняв кривошип AB за звено единичной длины. В качестве кинематических параметров проектируемого механизма примем относительные длины его звеньев, а именно: a — длина кривошипа, принимаемая равной 1; b и c — соответственно длины первого 5 и второго 6 колена ломающегося шатуна BCD ; e и d — соответственно кинематические параметры, определяющие положение точки C на звене 6; f — длина вспомогательного коромысла 7; d_0 — принимаемое расстояние от оси A вращения главного вала пресса до верхнего предельного положения D_0 (D_1) ползуна 3 в холостом режиме. Поместим начало правой системы координат Oxy в точку A (рис. 1), являющуюся центром вращения кривошипа AB .

При принятых условиях синтез механизма для реализации рабочего режима пресса сводится к определению координат x_{FR} и y_{FE} точки F_R неподвижного шарнира F .

Так как проектирование механизма третьего класса для рабочего режима ведется из условия приближения его характеристик к характеристикам центрального кривошипно-ползунного механизма, то точка C ломающегося шатуна BCD в крайних верхнем C_V и нижнем C_N положениях должна располагаться на линии движения шарнира D ползуна 3, проходящей через центр A вращения кривошипа, следовательно, координаты x_{CV} , y_{CV} и этой точки в названных положениях будут равны:

$$x_{CV} = 0; y_{CV} = -(b - 1). \quad (1)$$

Понятно, что координаты центра D ползуна 3 в этих положениях можно рассчитать из выражений:

$$x_{DV} = 0; y_{DV} = -(b - 1 + c). \quad (2)$$

Координаты x_{EV} и y_{EV} точки E в положении E_V определяются из решения системы двух уравнений окружностей с центрами в точках C_V и D_V соответственно с радиусами e и d , а именно:

$$(x - x_{CV})^2 + (y - y_{CV})^2 = e^2;$$

$$(x - x_{DV})^2 + (y - y_{DV})^2 = d^2.$$

После несложных преобразований с учетом выражений (1) и (2) получим:

$$x_{EV} = (e^2 - (-b_3/2c + b_1)^2)^{0.5};$$

$$y_{EV} = -0,5 b_3/c,$$

где:

$$b_3 = e^2 + b_2 - b_1 - d^2;$$

$$b_1 = b - 1; b_2 = b_1 + c.$$

Координаты x_{EN} и y_{EN} точки E в положении E_N легко определяются по рис. 1:

$$x_{EN} = x_{EV}; y_{EN} = y_{EV} - 2.$$

Итоговые выражения для расчета координат x_{FR} и y_{FE} получаются из рассмотрения прямоугольного треугольника, являющегося верхней половиной треугольника $E_V E_N F_R$ (рис. 1), с учетом того, что разность между ординатами точек E_V и E_N равна двум радиусам кривошипа AB (двум относительным единицам):

$$x_{FR} = x_{EV} - (f^2 - 1)^{0.5}; y_{FR} = y_{EV} - 1.$$

Полный ход ползуна 3 в рабочем режиме будет равен двум радиусам кривошипа, то есть в относительных единицах: $S_R = 2$.

Синтез кинематической схемы механизма для реализации холостых ходов прессы. Как отмечалось, в основу синтеза кинематической схемы механизма положена методика проектирования рычажных механизмов с приближенными выстоями конечной продолжительности, получаемыми за счет использования предельных положений.

Изложим кратко порядок синтеза схемы механизма в соответствии с упомянутой методикой применительно к предлагаемой кинематической схеме механического безмуфтового прессы (рис. 2).

Для поглощения движения точки B кривошипа 2 в режиме холостого хода необходимо представить часть механизма третьего класса $ABCDEF$, состоящую из звеньев 1, 2, 5 и 6, в виде четырехзвенного механизма с временно считающимся неподвижным ползуном 3 в положении D . Это положение во время работы механизма третьего класса в холостом режиме будет соответствовать верхним предельным положениям D_0, D_1 ползуна 3 четырехзвенника $ABCD$, условно выделенного в соответствии с используемым методом синтеза.

Так как в период холостого хода рабочий ползун 3 должен совершать малые колебания по той же направляющей, что и в рабочем режиме,

то точку D необходимо расположить на продолжении направляющей $D_N D_{V'}$ назначив соответствующим образом ее координаты x_{D0}, y_{D0} (в нашем случае $x_{D0} = 0$).

Считая, что колено 6 ломающегося шатуна BCD совершает вокруг точки $D_0 (D_1)$ колебательные движения, из геометрических соображений находятся предельные положения этого звена $C_0 D_0$ и $C_1 D_1$, а затем — положения центров шарниров E_0, E_1 и F_W .

Получим аналитические зависимости, необходимые для расчета координат x_{FW} и y_{FW} точки F_W расположения управляющего ползуна 4 в режиме холостого хода.

Определим координаты x_{C0}, y_{C0} и x_{C1}, y_{C1} точки C в положениях C_0 и C_1 , соответствующих предельным положениям коромысла CD кинематической цепи $ABCD$, принятой за временный четырехзвенный механизм. Для этого воспользуемся двумя системами уравнений окружностей, проведенными из точек A и D , соответственно радиусами $b + 1, b - 1$ и c , а именно:

$$x^2 + y^2 = (b + 1)^2;$$

$$x^2 + (y - y_{D0})^2 = c^2$$

и

$$x^2 + y^2 = (b - 1)^2;$$

$$x^2 + (y - y_{D0})^2 = c^2.$$

Выполнив соответствующие преобразования, получим:

$$y_{C0} = 0,5((1 + b)^2 - c^2 + y_{D0}^2) / y_{D0},$$

$$x_{C0} = (c^2 - (y_{C0} + y_{D0})^2)^{0.5};$$

$$y_{C1} = 0,5((1 - b)^2 - c^2 + y_{D0}^2) / y_{D0},$$

$$x_{C1} = (c^2 - (y_{C1} + y_{D0})^2)^{0.5}.$$

По известным предельным положениям коромысла CD определим соответствующие им положения E_0 и E_1 шарнира E из систем двух уравнений:

$$(x - x_{C0})^2 + (y - y_{C0})^2 = e^2;$$

$$(x - x_{D0})^2 + (y - y_{D0})^2 = d^2$$

и

$$(x - x_{C1})^2 + (y - y_{C1})^2 = e^2;$$

$$(x - x_{D1})^2 + (y - y_{D1})^2 = d^2.$$

После решения данных уравнений и преобразований получим:

$$y_{E0} = k_6 + (k_6 + k_7)^{0.5}; x_{E0} = (d^2 - (y_{E0} - y_{D0})^2)^{0.5};$$

$$y_{E1} = n_6 + (n_6 + n_7)^{0.5}; x_{E1} = (d^2 - (y_{E1} - y_{D0})^2)^{0.5},$$

где:

$$k_7 = k_5 / k_3, \quad k_6 = k_4 / k_3, \quad k_5 = k^2 + k_2^2 (y_{D0}^2 - d^2),$$

$$k_4 = k_2^2 y_{D0} - 2k_1 k, \quad k_3 = 4k_1 + k_2^2, \quad k_2 = 2x_{C0},$$

$$k_1 = y_{D0} - y_{C0}, \quad k = y_{C0}^2 - y_{D0}^2 + x_{C0}^2 - e^2 + d^2,$$

$$n_7 = n_5 / n_3, \quad n_6 = n_4 / n_3, \quad n_5 = n^2 + n_2^2 (y_{D0}^2 - d^2),$$

$$n_4 = n_2^2 y_{D0} - 2n_1 n, \quad n_3 = 4n_1 + n_2^2, \quad n_2 = 2x_{C1},$$

$$n_1 = y_{D0} - y_{C1}, \quad n = y_{C1}^2 - y_{D0}^2 + x_{C1}^2 - e^2 + d^2.$$

Координаты x_{FW} и y_{FW} шарнира F управляющего ползуна 3 в положении F_W (рис. 2), обеспечивающем холостой ход прессы, определяются из системы уравнений двух окружностей с центрами в точках E_0 и E_1 и радиусом f :

$$(x - x_{E0})^2 + (y - y_{E0})^2 = f^2;$$

$$(x - x_{E1})^2 + (y - y_{E1})^2 = f^2.$$

Выполнив соответствующие преобразования, получим:

$$y_{FW} = m_8 - (m_8^2 - m_9)^{0,5}, \quad x_{FW} = y_{FW} m_3 + m_4,$$

где:

$$m_9 = m_7 / m_5, \quad m_8 = m_6 / m_5,$$

$$m_7 = m_4^2 - 2x_{E0} m_4 + x_{E0}^2 + y_{E0}^2 - f^2,$$

$$m_6 = x_{E0} m_3 + y_{E0} - m_3 m_4, \quad m_5 = m_3 + 1,$$

$$m_4 = -m / 2m_1, \quad m_3 = -m_2 / m_1,$$

$$m_2 = y_{E1} - y_{E0}, \quad m_1 = x_{E1} - x_{E0},$$

$$m = x_{E1}^2 - x_{E0}^2 + y_{E1}^2 - y_{E0}^2.$$

Для оценки качества остановки (выстоя) рабочего ползуна 3 необходимо определить малые перемещения этого звена в холостом режиме работы прессы, когда управляющий ползун 4 находится в положении F_W .

Малые перемещения шарнира D в этом режиме определяются из рассмотрения кинематической цепи $F_W ED$, принимаемый условно за временный четырехзвенный механизм с ведущим звеном $F_W E$.

Крайнее нижнее положение D_W ползун 3 займет, когда входное коромысло 7 условного четырехзвенника $F_W ED$ и сторона ED , выполняющая роль шатуна в этом механизме, окажутся на одной прямой $F_W D_W E_W$ (рис. 2). Следовательно, координаты x_{D_W} и y_{D_W} расположения точки D_W можно найти как точку пересечения направляющей ползуна с окружностью, проведенной радиусом $f - d$ из точки F_W как из центра.

Запишем соответствующую систему уравнений:

$$(x - x_{FW})^2 + (y - y_{FW})^2 = (f - d)^2;$$

$$x = 0.$$

Выполнив соответствующие преобразования, получим:

$$x_{D_W} = 0;$$

$$y_{D_W} = y_{FW} + (y_{FW}^2 + (f - d)^2 - x_{FW}^2 - y_{FW}^2)^{0,5}.$$

Малое перемещение ползуна во время холостых ходов будет равно:

$$S_W = y_{D_W} - d_0.$$

Приведем пример кинематического синтеза рычажного механизма третьего класса, предложенного в качестве исполнительного механизма механического безмуфтового прессы [10]. Примем следующие относительные кинематические размеры проектируемого механизма прессы: $a = 1$; $b = 2,4$; $c = 2,4$; $e = 1$; $d = 1,6$; $f = 2,4$; $d_0 = 3$. В результате расчетов по приведенным выше аналитическим зависимостям получены следующие координаты расположения управляющего ползуна 4 (центра шарнира F):

— в рабочем режиме — $x_{FR} = -2,666$;
 $y_{FR} = -3,275$;

— в холостом режиме — $x_{FW} = -0,484$;
 $y_{FW} = -3,70$.

В заключение можно отметить, что предложенная кинематическая схема рычажного механизма третьего класса позволила получить механический пресс, управление которым осуществляется простым перемещением управляющего ползуна из одного неподвижного положения в другое без использования муфт включения и устройств торможения.

Перемещения S_W рабочего ползуна в холостом режиме весьма малы и составляют 0,08 относительной единицы. Для получения абсолютных размеров кинематических параметров спроектированного механизма следует умножить их относительные размеры на принятую абсолютную длину кривошипа AB . Если в синтезированном механизме положить радиус кривошипа равным 100 мм, то рабочий ход ползуна будет равен 200 мм, а малое перемещение в холостом режиме — 8 мм, что вполне приемлемо для прессовых машин.

Библиографический список

1. Власов А. Я., Барзыкин И. К., Букин-Батыров Ю. Г. Кривошипные кузнечно-прессовые машины: теория и проектирование. Москва: Машиностроение, 1982. 424 с.
2. Свистунов В. Е. Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы. Москва: Изд-во МГИУ, 2008. 698 с.
3. Банкетов А. Н., Бочаров Ю. А., Добринский Н. С. [и др.]. Кузнечно-штамповочное оборудование / под ред. А. Н. Банкетова, Е. Н. Ланского. 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1982. 576 с.
4. Явтушенко А. В., Явтушенко А. В., Васильченко Т. А. Кинематика многозвенного прижимного механизма механических прессы // Современная техника и технологии. 2014. № 3 (31). С. 8.
5. Власов В. И. Системы включения кривошипных прессы. Расчет и проектирование. Москва: Машиностроение, 1969. 272 с.

6. Пат. SU 1774921 АЗ СССР, МПК В 30 В 15/14. Безмуфтовый механический пресс / Абдраимов С., Турсунов К. Д., Кельдибеков А. К. № 1484760; заявл. 15.02.91; опубл. 07.11.92. Бюл. № 41. 4 с.

7. Пат. 2219059 С2 Российская Федерация, МПК В 30 В1/26. Механизм переменной структуры с комбинированным шатуном механического пресса / Невенчанная Т. О., Хохлова О. А., Пазенко В. Т. № 2002100996/02; заявл. 08.01.02; опубл. 20.12.03. 4 с.

8. Пат. 2217314 С2 Российская Федерация, МПК В 30 В 1/26, В 30 В 15/14. Механический пресс / Кожевников В. А., Резников В. И.; заявл. 06.07.01; опубл. 27.11.03.

9. Пат. 2752399 Российская Федерация, МПК В30В 1/26, В 30 В 15/14. Безмуфтовый механический пресс / Хомченко В. Г. № 2020139803; заявл. 04.12.20; опубл. 27.07.21. Бюл. № 21. 8 с.

10. Хомченко В. Г. Проектирование плоских рычажных механизмов цикловых машин-автоматов и манипуляторов. Омск: Изд-во ОмГТУ, 1995. 152 с. ISBN 5-230-13864-5.

11. Надеждин И. В. Проектирование рычажных механизмов цикловых машин-автоматов: моногр. Москва: Машиностроение, 2010. 232 с. ISBN 978-5-94275-461-7.

12. Хомченко В. Г. Графический и аналитический методы синтеза шестизвенного шарнирного механизма третьего класса с приближенным выстоем выходного звена в крайнем положении по заданной циклограмме / Омск. политехн. ин-т. Омск, 1991. 7 с. Деп в ВИНТИ 11.06.91, № 2460-В91.

13. Хомченко В. Г., Скабкин Н. Г., Бакшеев В. А., Хорунжин В. С. Математическая модель рычажного механизма 3-го класса, обеспечивающего регулируемый выстой с вспомогательным ползуном и выходным коромыслом // Анализ и синтез механических систем: сб. науч. тр. / под

ред. В. В. Евстифеева. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2001. С. 189–195.

14. Хомченко В. Г., Скабкин Н. Г., Хорунжин В. С., Бакшеев В. А. Синтез шестизвенных шарнирных механизмов 3-го класса с регулируемой длительностью выстоя выходного звена // Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин: материалы науч. конф. / Астрахан. гос. техн. ун-т. Астрахань: Изд-во АГТУ, 2002. С. 40–43.

15. Надеждин И. В. Исследование регулируемых рычажных механизмов III класса технологических машин-автоматов // Современные проблемы теории машин. 2013. № 1. С. 115–121.

ХОМЧЕНКО Василий Герасимович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Автоматизация и робототехника» Омского государственного технического университета, г. Омск.

SPIN-код: 8385-2139

ORCID: 0000-0003-3151-7937

AuthorID (SCOPUS):6603880234

ResearcherID: P-8539-2015

Адрес для переписки: v_khomchenko@mail.ru

Для цитирования

Хомченко В. Г. Кинематический синтез безмуфтового механического пресса на основе рычажного механизма третьего класса // Омский научный вестник. 2022. № 1 (181). С. 7–12. DOI: 10.25206/1813-8225-2022-181-7-12.

Статья поступила в редакцию 27.12.2021 г.

© В. Г. Хомченко