

УДК/UDC 621.01:621.77.06

DOI: <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2026-198-5-12>

EDN: YLDVPG

Научная статья/Original article

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ, АНАЛИЗ И УСЛОВИЯ ПЕРЕДАЧИ ДВИЖЕНИЯ В КРИВОШИПНЫХ БЕЗМУФТОВЫХ ПРЕССАХ В ХОЛОСТОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

В. Г. Хомченко, Е. Г. Холкин 

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

 holkin555@mail.ru

В статье предложен уточненный двухэтапный метод синтеза рычажного механизма третьего класса для реализации холостого режима работы безмуфтового механического пресса, гарантирующий сборку этого механизма при полном угле поворота входного кривошипа.

На первом этапе с использованием условного четырехзвенника и вспомогательной системы координат определяется верхнее предельное положение ползуна, занимаемое им в холостом режиме работы пресса, а также находятся расположения направляющей ползуна и оси ординат основной системы координат. Второй этап синтеза ведется в соответствии с методами проектирования механизмов с приближенным выстоем на основе использования их предельных положений. Для оценки величины малых перемещений (колебаний) ползуна в холостом режиме работы пресса и условий передачи движений получены аналитические зависимости, позволяющие численными методами рассчитывать функции положения механизма и угла давления в нем.

Приведен пример, подтвердивший возможность реализации холостого режима работы механического безмуфтового пресса рычажным механизмом третьего класса при тех же параметрах, что приняты при его синтезе для рабочего режима. Подтверждена возможность получения незначительных колебаний рабочего ползуна в холостом режиме работы пресса и приемлемых для этого режимов углов давления.

Ключевые слова: безмуфтовый механический пресс, рычажный механизм третьего класса, холостой режим работы пресса, кинематический синтез и анализ механизма, функция перемещения, угол давления

Для цитирования: Хомченко В. Г., Холкин Е. Г. Кинематический синтез и анализ и условия передачи движения в кривошипных безмуфтовых прессах в холостом режиме работы. *Омский научный вестник*. 2026. № 2 (198). С. 5–12. <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2026-198-5-12>. EDN: YLDVPG.



© Хомченко В. Г., Холкин Е. Г., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

KINEMATIC SYNTHESIS, ANALYSIS AND CONDITIONS OF THE MOTION TRANSMISSION IN CLUTCH-FREE PRESSES AT THE IDLE MODE

V. G. Khomchenko, E. G. Kholkin 

Omsk State Technical University, Mira Ave., 11, Omsk, 644050, Russia

 holkin555@mail.ru

The article proposes a refined two-stage method for synthesizing a third-class lever mechanism for the implementation of the idle operation of a clutch-free mechanical press, which guarantees the assembly of this mechanism at full angle of rotation of the input crank.

The first stage determines the upper extreme position of the slider occupied during the press idle stroke, using a conditional four-bar linkage and an auxiliary coordinate system and also locations of the slider guide and the ordinate axes of the main coordinate system are found. The second stage of synthesis is conducted in accordance with design methods for mechanisms with an approximate dwell, based on the utilization of their extreme positions. The authors derive analytical relations to evaluate the magnitude of small displacements (oscillations) of the slider during the press idle stroke and the conditions of motion transmission.

Moreover, the authors demonstrate the example that confirms the possibility of implementing the idle mode of operation of a mechanical non-clutch press with a third-class lever mechanism of the same parameters assuming its synthesis for the operating mode. The research demonstrates the possibility of obtaining minor fluctuations of the working slider in the idle mode of the press and also presents acceptable pressure angle modes.

Keywords: clutch-free mechanical press, lever mechanism of the third class, idle mode of operation of the press, kinematic synthesis and analysis of the mechanism, displacement function, pressure angle

For citation: Khomchenko V. G., Kholkin E. G. Kinematic synthesis, analysis and conditions of the motion transmission in clutch-free presses at the idle mode. *Omsk Scientific Bulletin*. 2026;2(198):5–12. <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2026-198-5-12>. EDN: YLDVPG. (In Russ.).



© Khomchenko V. G., Kholkin E. G., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Кривошипные кузнечно-прессовые машины получили широкое распространение в промышленности благодаря своим преимуществам перед другим оборудованием подобного назначения¹. К одним из основных преимуществ можно отнести их высокую производительность, недоступную для прессов другого принципа работы, в частности, гидравлических и винтовых² [1, 2]. В применяемых в настоящее время кривошипных прессах процесс их включения/выключения реализуется с помощью фрикционных систем «муфта – тормоз», управляемых, как правило, пневмоприводом того или иного типа [3–5]. Наличие фрикционного контакта в таких системах приводит к ряду негативных последствий как

экологического характера, так и технического: к снижению надежности процесса включения/выключения, интенсивному износу контактируемых поверхностей муфт и тормозов и к необходимости их частого ремонта [6–9].

В настоящее время ведутся поиски конструкций кривошипных прессов, в которых исключается применение фрикционных муфт и тормозов [5, 9–13]. К недостаткам устройств включения/выключения безмуфтовых прессов можно отнести малую надежность, особенно проявляющуюся при передаче больших усилий^{3, 4, 5}. Указанные недостатки удастся исключить путем применения рычажного механизма третьего класса по классификации Ассура – Артоболевского в кривошипном безмуфтовом прессе⁶,

¹ Машиностроение. Энциклопедия. В 40 т. Т. 4. Машины и оборудование кузнечно-штамповочного и литейного производства / под ред. Ю. А. Бочарова, И. В. Матвеевко. Москва: Машиностроение, 2005. 926 с.

² Артоболевский И. И. Механизмы в современной технике // Справочное пособие для инженеров, конструкторов и изобретателей: в 7 томах. Т. 2: Кулиснорычажные и кривошипно-ползунные механизмы. 2-е изд., перераб. Москва: Наука, 1979. 560 с.

³ Пат. 2219059 С2 Российская Федерация, МПК В 30 В 1/26. 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 Пат. 2217314 С2 Российская Федерация, МПК В 30 В 1/26, В 30 В 15/14. Механический пресс / Кожевников В. А., Резников В. И. № 2001118905/02; заявл. 06.07.01; опубл. 27.11.03.

⁵ Авторское свидетельство SU 1774921 СССР, МПК В 30 В 15/14, В 30 В 15/00. Безмуфтовый механический пресс / Абдраимов С., Турсунов К. Д., Кельдибеков А. К. № 1484760; заявл. 15.02.91; опубл. 07.11.92.

⁶ Пат. 2752399 С1 Российская Федерация, МПК В 30 В 1/26, В 30 В 15/14. Безмуфтовый механический пресс / Хомченко В. Г. № 2020139803; заявл. 04.12.20; опубл. 27.07.21.

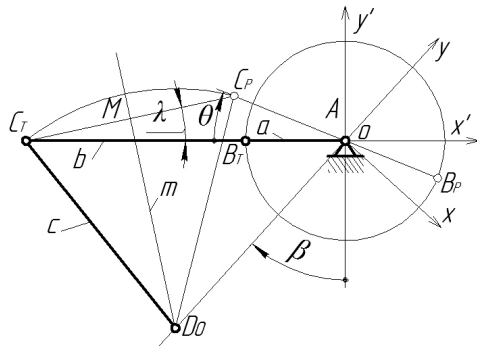


Рис. 1. Условный четырехзвенный механизм $ABCD_0$
Fig. 1. $ABCD_0$ conditional four-bar mechanism
Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

в котором процесс включения/выключения реализуется с использованием той или иной рычажной системы, приводимой в движение отдельным электроприводом (в некоторых случаях для этого можно использовать и пневмопривод).

Методы синтеза рычажного механизма для рабочего и холостого режимов работы кривошипного безмуфтового пресса⁷ рассмотрены в статье [14].

В данной статье предлагаются уточненный метод синтеза рычажного механизма третьего класса безмуфтового пресса в холостом режиме работы и аналитические зависимости для расчета положений выходного звена механизма и для определения условий передачи движения в нем, необходимые для последующего оптимизационного и динамического синтеза таких механизмов.

Кинематический синтез безмуфтового пресса для холостого режима работы

В статье [14] был предложен один из возможных вариантов синтеза безмуфтового пресса на основе рычажного механизма третьего класса для холостого режима его работы, в котором в качестве свободного параметра синтеза выступало крайнее верхнее положение выходного ползуна, занимаемое им в режиме приближенного выстоя. Такой порядок синтеза не всегда обеспечивал работоспособность механизма в связи с возможным появлением проблем его сборки в некоторых положениях. Это обстоятельство приводило к необходимости дополнительных предварительных исследований механизма.

В данной работе предлагается метод кинематического синтеза рычажного механизма третьего класса, гарантирующий его сборку при полном обороте кривошипа в холостом (выключенном) режиме работы пресса.

Кинематический синтез механизма рассматриваемого пресса для холостого режима его работы совпадает в целом с порядком синтеза рычажных механизмов с приближенным выстоем по заданной циклограмме [15]. Однако полное отсутствие интервалов движения в холостом режиме безмуфтового пресса приводит к некоторым особенностям проектирования его кинематической схемы. В соответствии с предлагаемым подходом синтез схемы

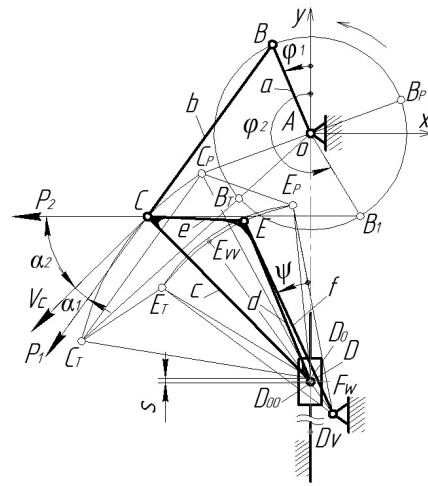


Рис. 2. Рычажный механизм третьего класса в холостом режиме работы пресса $ABCEDF_w$
Fig. 2. Third-class lever mechanism in the idle mode of the $ABCEDF_w$ press operation
Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

механизма третьего класса для холостого режима работы безмуфтового пресса ведется в две стадии.

Первая стадия проектирования заключается в расчете координат x_{d01} и y_{d01} верхнего крайнего положения D_0 выходного рабочего звена D вначале во вспомогательной системе координат $Ox'y'$ (рис. 1), а затем в основной — Oxy (рис. 2). Для определения названных координат во вспомогательной системе $Ox'y'$ будем использовать условный четырехзвенник $ABCD_0$ (рис. 1), выделенный из основного механизма третьего класса $ABCEDF_w$ (рис. 2) в положениях $AB_pC_pD_0$ и $AB_{T_p}C_{T_p}D_0$, соответствующих верхнему предельному положению D_0 звена D . Полученный таким образом условный четырехзвенник $ABCD_0$ проектируется по заданным углу асимметрии циклограммы⁸ θ и относительным длинам b и c шатунов соответственно BC и CD (в качестве звена единичной длины принята длина a кривошипа AB). Отметим, что треугольный шатун CED (рис. 2) в условном четырехзвеннике $ABCD_0$ (рис. 1) играет роль коромысла CD_0 .

При назначенных в процессе кинематического синтеза шестизвенного рычажного механизма $ABCEDF$ для рабочего режима пресса в кинематических параметрах [14, 15] (рис. 2) угол асимметрии циклограммы θ является единственным свободным параметром в ходе его проектирования для холостого режима.

При комплексном оптимизационном кинематическом и динамическом проектировании данного шестизвенного механизма третьего класса для рабочего и холостого режимов полное число свободных параметров будет равно шести: относительные кинематические размеры b , c , e , d и f соответственно шатуна BC , сторон CE , CD и ED треугольного шатуна CED и исполнительного управляющего звена EF_w и угол асимметрии циклограммы θ .

⁷ Пат. 2752399 С1 Российская Федерация, МПК В 30 В 1/26, В 30 В 15/14. Безмуфтовый механический пресс.

⁸ Артоболевский И. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. А. Синтез плоских механизмов. Москва: Физматгиз, 1959. 1084 с.

По заданным значениям параметров b , c и θ найдем координаты $xct1$, $yct1$ и $xcp1$, $ycp1$ центра шарнира C в его крайних положениях C_T и C_p во вспомогательной системе координат $Ox'y'$, ось абсцисс которой совпадает с линией AC_T , соответствующей наиболее удаленному от точки A положению шарнира C (рис. 1):

$$xct1 = -(1 + b); yct1 = 0;$$

$$xcp1 = (b - 1) \cdot \cos(\pi + \theta);$$

$$ycp1 = (b - 1) \cdot \sin(\pi + \theta).$$

В соответствии с принятым значением относительной длины s стороны CD треугольного шатуна CED найдем координаты $xdo1$ и $ydo1$ верхнего предельного положения D_0 выходного ползуна D во вспомогательной системе координат $Ox'y'$ как неподвижной точки условного четырехзвенника $ABCD_0$, у которого расстояние AD_0 является межцентровым расстоянием. Координаты $xdo1$ и $ydo1$ рассчитываются как координаты точки D_0 отрезка MD_0 линии, перпендикулярной хорде $C_T C_p$, восстановленной из ее середины (рис. 1):

$$xdo1 = xm + m \cdot \sin(\lambda); ydo1 = ym - m \cdot \cos(\lambda),$$

$$\text{где } xm = 0,5 \cdot (xct1 + xcp1); ym = 0,5 \cdot (yct1 + ycp1);$$

$$m = (c^2 - 0,25 \cdot ((xcp1 - xct1)^2 + ycp1^2))^{0,5};$$

$$\lambda = \arctg(k); k = (ycp1 - yct1)/(xcp1 - xct1).$$

Полученная в результате такой последовательности действий линия AD_0 должна быть принята, во-первых, за осевую линию направляющей рабочего ползуна D , а во-вторых, за линию, совпадающую с осью Oy основной системы координат Oxy механизма (рис. 2), в которой должны выполняться все исследования свойств этого механизма.

Пересчитаем ранее полученные координаты точек C_T , C_p и D_0 , необходимые для дальнейшего синтеза механизма, в его основную систему координат Oxy , определив вначале угол β между осями абсцисс Ox' и Ox вспомогательной и основной систем координат соответственно (рис. 1) (на рис. 1 данный угол показан между осями ординат используемых систем координат):

$$\beta = 0,5 \cdot \pi - \arctg(ydo1/xdo1).$$

$$xct = xct1 \cdot \cos(\beta) + yct1 \cdot \sin(\beta);$$

$$yct = -xct1 \cdot \sin(\beta) + yct1 \cdot \cos(\beta);$$

$$xcp = xcp1 \cdot \cos(\beta) + ycp1 \cdot \sin(\beta);$$

$$ycp = -xcp1 \cdot \sin(\beta) + ycp1 \cdot \cos(\beta);$$

$$xdo = 0; ydo = -xdo1 \cdot \sin(\beta) + ydo1 \cdot \cos(\beta). (1)$$

Значение xdo , равное нулю, объясняется тем, что ось Oy основной системы координат при принятом порядке синтеза механизма в холостом режиме должна проходить через точку D_0 .

Вторая стадия кинематического синтеза шести-звенного механизма для холостого режима работы пресса выполняется в полученной основной системе координат Oxy (рис. 2).

Определим в основной системе координат Oxy координаты xet , yet и xep , yep точек E_T и E_p (рис. 2), соответствующие предельным положениям треугольного шатуна CED из решения двух систем с уравнениями двух окружностей радиусами e и d и с центрами в точках C_T , C_p и D_0 , а именно:

$$(xet - xct)^2 + (yet - yct)^2 = e^2,$$

$$(xet - xdo)^2 + (yet - ydo)^2 = d^2;$$

$$(xep - xct)^2 + (yep - yct)^2 = e^2,$$

$$(xep - xdo)^2 + (yep - ydo)^2 = d^2.$$

Тогда после необходимых преобразований координаты точки E_T для принятой конфигурации механизма (точка C находится слева от прямой DE) рассчитываются по формулам:

$$yet = k4/2 + ((k4/2)^2 - k5)^{0,5};$$

$$xet = -(d^2 - yet^2 + 2 \cdot yet \cdot ydo - xct^2)^{0,5},$$

$$\text{где } k5 = (k1^2 - 4 \cdot (xct^2 \cdot d^2 + xct^2 \cdot ydo^2)/4(k2 + ydo^2));$$

$$k4 = (2 \cdot xct^2 \cdot ydo - k3)/(k2 + xct^2);$$

$$k3 = k1 \cdot (ydo - yct); k2 = (ydo - yct)^2;$$

$$k1 = d^2 - ydo^2 - e^2 + yct^2 + xct^2.$$

Координаты xep , yep точки E_p определяются по зависимостям, аналогичным выше приведенным формулам для расчета координат xet и yet точки E_T после замены в них значений этих координат на значения координат xcp и ycp .

Синтез кинематической схемы безмуфтового пресса завершается определением координат xf и yf расположения центра шарнира F_w исполнительного управляющего звена EF_w (рис. 2), обеспечивающего приближенный выстой выходного ползуна D при полном обороте входного кривошипа. Названные координаты рассчитываются как результат пересечения окружности радиусом, равным f , с центром в точке E_p и перпендикуляром к хорде $E_T E_p$, проведенным из ее середины:

$$xf = xe0 + e0 \cdot \cos(\rho); yf = ye0 - e0 \cdot \sin(\rho),$$

$$\text{где } xe0 = 0,5 \cdot (xet + xep); ye0 = 0,5 \cdot (yet + yep);$$

$$e0 = (f^2 - 0,25 \cdot ((xep - xet)^2 + (yep - yet)^2))^{0,5};$$

$$\rho = \arctg |((xet - xep)/(yep - yet))|.$$

Кинематический анализ безмуфтового пресса в холостом режиме работы

Рассматриваемый механизм механического безмуфтового пресса представляет собой, как отмечалось [14, 15], механизм третьего класса по классификации Ассур-Артоболевского, что затрудняет его кинематический анализ в направлении от входного звена AB (рис. 2). Как правило, при рассмотрении таких механизмов используют метод понижения класса механизма за счет условной смены входного звена. При выключенном состоянии пресса в холостом режиме ползун D (рис. 2) совершает малые колебания (приближенную остановку) при полном угле поворота кривошипа AB на 360 угло-

вых градусов. Незначительные перемещения выходного ползуна D в этом режиме работы пресса затрудняют его использование как условного входного. В связи с этим в качестве условного входного звена при кинематическом анализе безмуфтового пресса в холостом режиме его работы целесообразно использовать исполнительное управляющее звено EF_w , совершающего колебательные движения на достаточно большом угле поворота.

В результате такого подхода определяются зависимости $\varphi(\psi)$ и $s(\psi)$, исключая из которых тем или иным способом аргумент ψ , получим необходимую для кинематического анализа механизма зависимость $s(\varphi)$ (здесь φ , ψ и s — углы поворота кривошипа AB и условного входного звена EF_w и перемещение выходного ползуна D соответственно).

Определим некоторые характерные положения упомянутых выше звеньев, а именно крайние предельные положения исполнительного управляющего звена EF_w и соответствующее им положение ползуна D , а также положение звена EF_w , при котором выходной ползун D займет предельное нижнее наиболее удаленное от оси A вращения кривошипа AB положение.

Начальное верхнее F_wE_p и конечное нижнее F_wE_T положения исполнительного управляющего звена EF_w , рассчитываются по формулам соответственно:

$$\psi_p = \arctg((yep - yf)/(xep - xf));$$

$$\psi_T = \arctg((yet - yf)/(xet - xf)).$$

Ординаты предельного верхнего положения D_0 ползуна D , соответствующие этим положениям звена EF_w , равны

$$ydp = yep - (yep^2 - k6)^{0.5};$$

$$ydt = yet - (yet^2 - k7)^{0.5},$$

где $k6 = xep^2 + yep^2 - d^2$; $k7 = xet^2 + yet^2 - d^2$.

Понятно, что значения ydp и ydt , рассчитанные по этим формулам, и значение ydo , рассчитанное по формуле (1), совпадают.

Ординаты предельного нижнего положения D_{00} ползуна D в холостом режиме работы пресса определяется как результат пересечения осевой линии Oy окружностью радиуса $(f - d)$ с центром в текущей точке D , что соответствует моменту совпадения звеньев DE и EF_w :

$$ydo0 = yf + (yf^2 - k8)^{0.5},$$

где $k8 = xf^2 + yf^2 - (f - d)^2$.

Положение F_wE_{VV} условного входного звена EF_w , соответствующее этому моменту, рассчитывается по формуле:

$$\psi_{VV} = \arctg((ydo0 - yf)/(xdo0 - xf)).$$

Малые колебательные перемещения s рабочего ползуна D будем отсчитывать от его предельного нижнего положения $ydo0$ до предельного верхнего ydo .

Таким образом, полное перемещение ползуна (размах) в холостом режиме работы пресса будет равно:

$$s_{\max} = |ydo0 - ydo|.$$

Определим текущие положения выходного ползуна D в функции угла поворота ψ условного ведущего звена EF_w :

$$s(\psi) = |ydo0 - yd(\psi)|, \quad (2)$$

$$\text{где } yd = ye - (ye^2 - k9)^{0.5}; \quad (3)$$

$$k9 = xe^2 + ye^2 - d^2; \quad (4)$$

$$xe = xf - f \cdot \cos(\psi_p + \psi); \quad (5)$$

$$ye = yf - f \cdot \sin(\psi_p + \psi); \quad (6)$$

где yd — ордината точки D ; xe и ye — абсцисса и ордината точки E (в предыдущих формулах (3) — (6) и в последующем, если это не требуется по контексту, указания на функциональную зависимость переменных от аргумента ψ опущены).

Для определения текущего угла поворота φ действительного входного звена AB в функции от аргумента ψ необходимо вначале определить текущие координаты $xс$ и $ус$ шарнира C как результат пересечения двух окружностей радиусов c и d , проведенных из центров соответственно D и E . После необходимых преобразований с учетом зависимостей (3–6) для принятой конфигурации механизма получим:

$$yc = n4/2 - (0,25 \cdot n4^2 - n5)^{0.5};$$

$$xc = - (c^2 - yc^2 + 2 \cdot yc \cdot yd - yd^2)^{0.5},$$

где $n4 = (2 \cdot xe^2 \cdot yd - n3)/(n2 + xe^2)$; $n5 = (n1^2 - 4 \cdot c^2 \cdot xe^2 + 4 \cdot xe^2 \cdot yd^2)/(4 \cdot (n^2 + xe^2))$; $n3 = (yd - ye) \cdot n1$; $n2 = (yd - ye)^2$; $n1 = c^2 - e^2 - yd^2 + ye^2 + xe^2$.

Два значения φ_1 и φ_2 угла поворота φ входного кривошипа AB (положения кривошипа AB и AB_1), соответствующие одному и тому же положению условного входного звена F_wE , определяются как результат пересечения окружности единичного радиуса ($a = 1$) и окружности радиуса, равного b , проведенных из центров соответственно A и C . Для их определения воспользуемся рассмотрением треугольников ABC и ACD (рис. 2):

$$\varphi_1(\psi) = \pi - \beta_1(\psi) - \beta_2(\psi); \quad (7)$$

$$\varphi_2(\psi) = \pi - \beta_1(\psi) - \beta_2(\psi); \quad (8)$$

где $\beta_1 = \arccos((1 + g^2 - b^2)/2 \cdot g)$; $\beta_2 = \arccos(|yd^2 + g^2 - c^2|/2 \cdot yd \cdot g)$; $g = (xc^2 + yc^2)^{0.5}$.

Необходимая для кинематического анализа безмуфтового пресса зависимость $s(\varphi)$ может быть получена путем исключения численными методами вспомогательного аргумента ψ из формул (2), (7) и (8).

Заметим, что в холостом режиме работы выходной ползун D совершает малые колебания выше крайнего верхнего исходного положения D_v (рис. 2) в рабочем режиме в диапазоне от $(b - 1 + c - |ydo|)$ до $(b - 1 + c - |ydo0|)$ относительных единиц. Расстояние от зоны малых колебаний ползуна D в холостом режиме работы пресса до его крайнего верхнего исходного положения в рабочем режиме существенным образом зависит от принятого значения угла асимметрии θ : оно увеличивается с увеличением угла θ . Для уменьшения этого расстояния следует уменьшать угол θ вплоть до отрица-

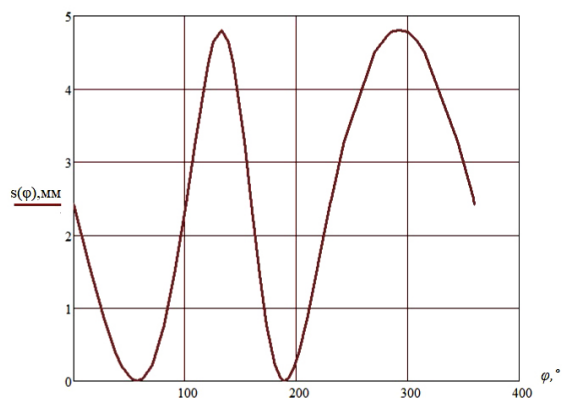


Рис. 3. Диаграмма малых перемещений выходного ползуна D

Fig. 3. Diagram of low movements of the D output slider

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

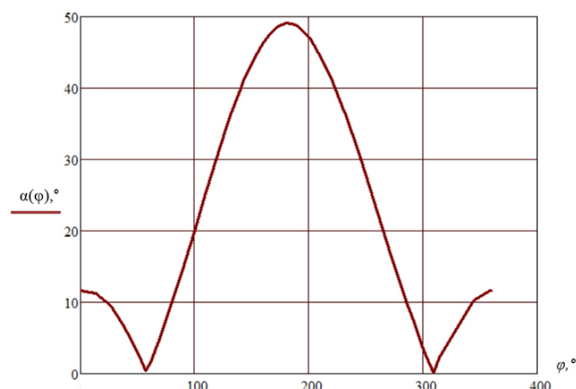


Рис. 4. Диаграмма углов давления в механизме

Fig. 4. Pressure angle diagram in the mechanism

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

тельных значений. Окончательный выбор значений угла θ должен быть подчинен получению приемлемых конструктивных параметров пресса и обеспечению благоприятных условий его работы.

Условия передачи движения в холостом режиме работы пресса

Для оценки условий передачи движений в холостом режиме работы рассматриваемого безмуфтового механического пресса будем использовать углы давления α .

Определим координаты xh и yh мгновенного центра скоростей H треугольного шатуна CED как координаты точки пересечения перпендикуляров к векторам скоростей точек E и D этого звена. То есть точка H является точкой пересечения звена EF_w с перпендикуляром к направляющей AD , проведенном из текущего положения ползуна D (на рис. 2 точка H не показана).

$$xh = xe + (yd - ye) \cdot (xf - xe) / (yf - ye);$$

$$yh = yd.$$

Углы давления α будем определять через углы передачи движения γ как функции вспомогательного аргумента ψ . Так как одному и тому же положению условного входного звена EF_w соответствуют два положения действительного входного звена AB , расположенные под углами $\varphi_1(\psi)$ и $\varphi_2(\psi)$, то можно определять также два значения угла передачи движения $\gamma_1(\psi)$ и $\gamma_2(\psi)$ для одного значения аргумента ψ в соответствии с зависимостями¹⁰:

$$\gamma_1(\psi) = \arctg[(cb1 - ch) / (1 + ch \cdot cb1)]; \quad (9)$$

$$\gamma_2(\psi) = \arctg[(cb2 - ch) / (1 + ch \cdot cb2)], \quad (10)$$

где $cb1 = (yb1 - yc) / (xb1 - xc)$; $cb2 = (yb2 - yc) / (xb2 - xc)$; $ch = (yh - yc) / (xh - xc)$; $xb1 = a \cdot \cos(0,5 \cdot \pi + \varphi_1)$; $yb1 = a \cdot \sin(0,5 \cdot \pi + \varphi_1)$; $xb2 = a \cdot \cos(0,5 \cdot \pi + \varphi_2)$; $yb2 = a \cdot \sin(0,5 \cdot \pi + \varphi_2)$.

Зависимости (9) и (10) представлены в форме, обеспечивающей получение острых углов, поскольку в данном случае не имеет значения направление вращения образующих их прямых.

Углы давления α_1 и α_2 (рис. 2) между вектором скорости V_C точки C и векторами сил P_1 и P_2 , приложенными к этой точке с учетом зависимостей (9), (10) следует рассчитывать в соответствии с известными выражениями¹¹:

$$\alpha_1(\psi) = 0,5 \cdot \pi - \gamma_1(\psi); \quad (11)$$

$$\alpha_2(\psi) = 0,5 \cdot \pi - \gamma_2(\psi). \quad (12)$$

Используя зависимости (7), (8) и (9)–(12), численно можно получить требуемую окончательную функцию $\alpha(\varphi)$ для оценки механизма с точки зрения качества передачи движения.

Пример. Рассчитаем диаграммы $s(\varphi)$ и $\alpha(\varphi)$ для механизма безмуфтового механического пресса со следующими значениями свободных параметров: $a = 1,0$; $b = 2,2$; $c = 2,4$; $d = 1,8$; $f = 2,0$. Для поиска условно неподвижной точки D_0 применим угол асимметрии циклограммы θ , равный $-0,349$ рад (-20 угловых градусов), а абсолютную длину кривошипа AB положим равной 200 мм, что обеспечит полное перемещение ползуна в рабочем режиме, равном 400 мм.

На рис. 3, 4 приведены диаграммы соответственных малых перемещений ползуна $s(\varphi)$ в миллиметрах и углов давления $\alpha(\varphi)$ в угловых градусах. Из диаграммы малых перемещений (рис. 3) видно, что полный размах таких перемещений равен 4,809 мм при рабочем ходе в 400 мм. То есть малые перемещения ползуна в холостом режиме составляют незначительную часть от его рабочего хода. При принятых соотношениях кинематических размеров звеньев малые перемещения рабочего ползуна составляют примерно на 200 мм выше (рис. 2) его крайнего исходного положения D_v в рабочем режиме.

Диаграмма углов давления $\alpha(\varphi)$ (рис. 4) показывает, что этот показатель в течение всего цикла

⁹ Артоболевский И. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. А. Синтез плоских механизмов. Москва: Физматгиз, 1959. 1084 с.

¹⁰ Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике. Москва: АСТ: Астрель, 2010. 703 с. ISBN 5-17-012238-1.

¹¹ Артоболевский И. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. А. Синтез плоских механизмов.

не превышает 50° , что вполне допустимо в отсутствии в холостом режиме работы пресса полезной нагрузки.

В заключение отметим, что предложенный в статье метод синтеза рычажного механизма третьего класса для реализации холостого режима работы пресса гарантирует возможность его сборки на полном углу поворота кривошипа. Получены аналитические выражения для расчета малых перемещений выходного звена механизма и для анализа условий передачи движения в нем.

Приведенный пример подтвердил возможность получения работоспособных кинематических схем рычажных механизмов третьего класса при одних и тех же кинематических параметрах для реализации рабочего и холостого режимов работы механического безмуфтового пресса.

Список источников / References

1. Алмаматов М. З., Толошов Ч. О., Байгазиев М. История развития механизмов переменной структуры прессов // Вестник Кыргызского государственного университета строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Исанова. 2013. № 2. С. 130–133. EDN: TQKBXZ.

Almamatov M. Z., Toloshov Ch. O., Baygazyev M. Istoriya razvitiya mekhanizmov peremennoy struktury pressov. *Vestnik Kyrgyzskogo Gosudarstvennogo Universiteta Stroitel'stva, Transporta i Arhitektury im. N. Isanova*. 2013;2:130–133. EDN: TQKBXZ. (In Russ.).

2. Аскарров Е. С., Жанкелди А. Ж., Муртазина Б. Т. Кривошипный пресс — проблемы эксплуатации и пути их решения // Вестник Казахской академии транспорта и коммуникаций им. М. Тынышпаева. 2016. № 4 (99). С. 48–53.

Askarov Ye. S., Zhankeldi A. Zh., Murtazina B. T. Crank press — operating problems and their solutions. *The Bulletin of Kazakh Academy of Transport and Communications named after M. Tynyshpaev*. 2016;4(99):48–53. (In Russ.).

3. Новокшченнов С. Л., Куц В. В., Смоленцев Е. В. Состояние современного уровня развития технологических процессов и оборудования кузнечно-штамповочного производства // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2025. Т. 21, № 1. С. 134–147. <https://doi.org/10.36622/1729-6501.2025.21.1.020>. EDN: UYNXLH.

Novokshchenov S. L., Kutz V. V., Smolentsev E. V. Current state of development of technological processes and equipment for forging and stamping production. *Bulletin of Voronezh State Technical University*. 2025;21(1):134–147. <https://doi.org/10.36622/1729-6501.2025.21.1.020>. EDN: UYNXLH. (In Russ.).

4. Иванов Ю. В., Коган М. С. Анализ шумообразования при работе механических прессов и опыт снижения акустической активности пневмомеханизма системы управления // Вестник Ижевского государственного технического университета. 2006. № 2 (30). С. 49–52. EDN: KASMNV.

Ivanov Yu. V., Kogan M. S. Analiz shchmoobrazovaniya pri rabote mekhanicheskikh pressov i opyt snizheniya akusticheskoy aktivnosti pnevmomekhanizma sistemy upravleniya. *Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova*. 2006;2(30):49–52. EDN: KASMNV. (In Russ.).

5. Зыков А. С. К вопросу совершенствования конструкций исполнительных механизмов кривошипно-шатунных прессов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2010. № 2-3 (280). С. 40–43.

Zykov A. S. K voprosu sovershenstvovaniya konstruktsiy ispolnitel'nykh mekhanizmov krivoshipno-shatunnykh pressov. *Fundamental'nyye i prikladnyye Problemy Tekhniki i Tekhnologii*. 2010;2-3(280):40–43. (In Russ.).

6. Хохлова О. А., Пономарева Е. В. Структурная классификация механизмов переменной структуры // Вестник

Астраханского государственного технического университета. 2012. № 2 (54). С. 57–62.

Khokhlova O. A., Ponomareva E. V. Strukturnaya klassifikatsiya mekhanizmov peremennoy struktury. *Vestnik of Astrakhan State Technical University*. 2012;2(54):57–62. (In Russ.).

7. Себеда Н. А. Семейства кривошипно-коромысловых механизмов: монография. Москва: Изд-во «Спутник+», 2019. 96 с. ISBN 978-5-9973-5191-5.

Sereda N. A. Semeystva krivoshipno-koromyslovykh mekhanizmov. Moscow, 2019. 96 p. ISBN 978-5-9973-5191-5. (In Russ.).

8. Chang C. H., Liao B. J., Kuo C. C. Structural design for open gap stamping press. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2024;134:853–870. <https://doi.org/10.1007/s00170-024-14146-x>.

9. Akay O. E., Catalkaya M. Synthesis of a four-bar mechanism using nonlinear regression analysis. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2025;39:1427–1434. <https://doi.org/10.1007/s12206-025-0234-1>.

10. Gohil D., Guha A., Kulkarni M. Machine learning-based joint clearance prediction from coupler curve deviations in planar four bar mechanism. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2026;14:169. <https://doi.org/10.1007/s40435-026-02100-6>.

11. Etesami G., Felezi M. E., Nariman-Zadeh N. Optimal transmission angle and dynamic balancing of slider-crank mechanism with joint clearance using Pareto Bi-objective Genetic Algorithm. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2021;43:185. <https://doi.org/10.1007/s40430-021-02834-8>.

12. Анцифиров А. А., Кривошеин В. А. Способы штамповки и перспективы модернизации коленных прессов // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2014. № 11. С. 126–136. <https://doi.org/10.7463/1114.0733635>. EDN: TDVPBF.

Antsifirov A. A., Krivoshein V. A. Sposoby shtampovki i perspektivy modernizatsii kolennykh pressov. *Nauka i Obrazovaniye: Nauchnoye Izdaniye MG TU im. N. E. Baumana*. 2014;11:126–136. <https://doi.org/10.7463/1114.0733635>. EDN: TDVPBF. (In Russ.).

13. Olguner S., Bozdana A. T. Design, construction, and demonstration of a novel die system for deep drawing applications with utilization of ultrasonic vibrations. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2024;46:124. <https://doi.org/10.1007/s40430-024-04689-1>.

14. Хомченко В. Г. Кинематический синтез безмуфтового механического пресса на основе рычажного механизма третьего класса // Омский научный вестник. 2022. № 1 (181). С. 7–12. <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2022-181-7-12>. EDN: UWZJDM.

Khomchenko V. G. Kinematic synthesis of non-clutch mechanical press based on lever mechanism of the third class. *Omsk Scientific Bulletin*. 2022;1(181):7–12. <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2022-181-7-12>. EDN: UWZJDM. (In Russ.).

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

Khomchenko V. G. Proyektirovaniye ploskikh rychazhnykh mekhanizmov tsiklovykh mashin-avtomatov i manipulyatorov. Omsk, 1995. 152 p. ISBN 5-230-13864-5. (In Russ.).

Вклад авторов:

В. Г. Хомченко. Постановка целей и задач исследования, анализ состояния вопроса, разработка математических моделей кинематического синтеза и анализа безмуфтового кривошипного пресса, разработка алгоритмов вычислений, формулирование выводов.

Е. Г. Холкин. Проведение обзора, конкретизация и формулирование задач исследования, разработка математической модели условий передачи движения в механизме пресса, подготовка текста статьи, разработка вычислительной программы, анализ результатов расчета.

Authors' contribution:

Vasiliy G. Khomchenko. Formulation of the aim and objectives of the research, analysis of the problem, development of mathematical models for kinematic synthesis and analysis of a coupling-free crank press, development of computational algorithms, formulation of conclusions.

Evgeniy G. Kholkin. Conducting the review, specifying and formulating the research objectives, development of a mathematical model for motion transmission conditions in the press mechanism, preparation of the article text, development of a computational program, analysis of calculation results.

Информация об авторах:

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

SPIN-код: 8385-2139

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3151-7937>

AuthorID (SCOPUS): 6603880234

ResearcherID: P-8539-2015

e-mail: v_khomchenko@mail.ru

ХОЛКИН Евгений Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 7578-1104

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6681-3237>

AuthorID (SCOPUS): 56503973800

ResearcherID: Y-1112-2019

e-mail: holkin555@mail.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт инте-

ресов отсутствует.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Статья поступила в редакцию 27.02.2026; одобрена после рецензирования 20.04.2026; принята к публикации 10.06.2026.

Information about the authors:

KHOMCHENKO Vasiliy Gerasimovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Automation and Robotics Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 8385-2139

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3151-7937>

AuthorID (SCOPUS): 6603880234

ResearcherID: P-8539-2015

e-mail: v_khomchenko@mail.ru

KHOLKIN Evgeniy Gennad'yevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Mechanical Engineering Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 7578-1104

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6681-3237>

AuthorID (SCOPUS): 56503973800

ResearcherID: Y-1112-2019

e-mail: holkin555@mail.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The authors have read and approved the final manuscript.

The article was submitted 27.02.2026; approved after reviewing 20.04.2026; accepted for publication 10.06.2026.