

УДК 531.8; 621.8 (28.001.2); 621.73

А.В. Явтушенко, доцент, канд. техн. наук

Запорожский национальный технический университет

69063, г. Запорожье, ул. Жуковского 64

E-mail: ayav2008@yandex.ru

АНАЛИТИЧЕСКАЯ КИНЕМАТИКА ПРИЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРЕССОВ

Выполнен аналитический расчет кинематических характеристик сложных рычажных механизмов прижима механических прессов, обеспечивающих длительной выстой ползуна в нижнем положении на заданном угле поворота главного вала. С использованием метода замкнутого векторного многоугольника получены аналитические зависимости для расчета функции положения и первых двух передаточных функций, достаточных для последующего параметрического синтеза и кинематического анализа.

Ключевые слова: *пресс, механизм, функция положения, передаточная функция.*

Введение. Для синтеза и кинематического анализа механизма должны быть известны аналитические зависимости, определяющие кинематические характеристики, функциональные возможности и ограничения на существование и использование механизма. В приводе прижимного ползуна механических прессов используются многосвязные рычажные механизмы, которые должны обеспечивать заданную величину максимального перемещения и выстой ползуна в крайнем нижнем положении при достаточно большом интервале угла поворота главного вала. Из всего многообразия возможных структурных схем наибольшее применение находит схема сдвоенного четырехзвенника с присоединенным к ведомому звену второго четырехзвенника кривошипно-ползунным механизмом.

В литературе частично рассматриваются вопросы кинематики подобных механизмов в приводе вытяжных прессов [1–5]. Однако задача ограничивается только анализом величины колебания ползуна в нижнем положении в зависимости от параметров механизма, вопросами проектирования механизмов по величине допустимых углов передачи. Отсутствие аналитических зависимостей для передаточной функции и ограничений исключает возможность синтеза. Для такого достаточно сложного механизма необходимо несколько взаимно независимых условий, отражающих как конструктивные и структурные особенности и технологические требования.

Целью настоящей статьи является определение кинематических характеристик механизма для его синтеза и кинематического анализа.

Схема наиболее распространенного механизма прижима вытяжного пресса показана на рисунке 1.

Механизм прижима в целом представляет собой механизм II класса, состоящий из ведущего механизма I класса O_1A , совершающего движение вокруг неподвижной оси O_1 , и последовательно присоединенных трех двухповодковых групп с нулевой подвижностью ABO_2 , CDO_1 и O_1FG . Ведомое звено BO_2 жестко связано с ведущим звеном O_2C следующего механизма. Таким образом, первый механизм – четырехзвенник O_1ABO_2 , а второй механизм – четырехзвенник O_2CDO_1 . К ведомому звену второго механизма присоединена двухповодковая группа O_1FG , составляющая кривошипно-ползунный механизм. В целом механизм имеет одну степень подвижности, так как

$$W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 = 1,$$

где $n = 7$ – число подвижных звеньев; $p_5 = 10$ – число кинематических пар 5-го класса.

Выстой ползуна в нижнем положении обеспечивается звеньями O_2C и CD , а также O_1F и FG в положениях, когда указанные звенья находятся на одной прямой. Назовем такое положение механизма *экстремальным*. В положениях указанных звеньев (близких к экстремальному) ползун будет совершать небольшие перемещения ΔS относительно нижнего положения. Задачей оптимального проектирования механизма является минимизация отклонения ΔS ползуна при заданном угле поворота ведущего звена $\Delta \alpha$.

Для кинематического исследования механизма приняты допущения: все звенья механизма являются абсолютно жесткими, кинематические пары выполнены точно и воспроизводят свои функции без погрешностей. Размеры звеньев и их взаимное положение задано. Вариант сборки известен однозначно.

Задачами кинематического исследования являются определение аналитических зависимостей [6] для: линейных и угловых перемещений всех звеньев; координат любой точки любого подвижного звена; скорости и ускорения каждого звена.

В результате кинематического анализа должны быть установлены: характер движения звеньев, особенно конечного звена, связанного с исполнительным органом пресса (ползуном); количество и положение экстремумов перемещения ползуна при полном обороте ведущего звена; возможность использования механизма с заданными параметрами как исполнительного органа вытяжного пресса.

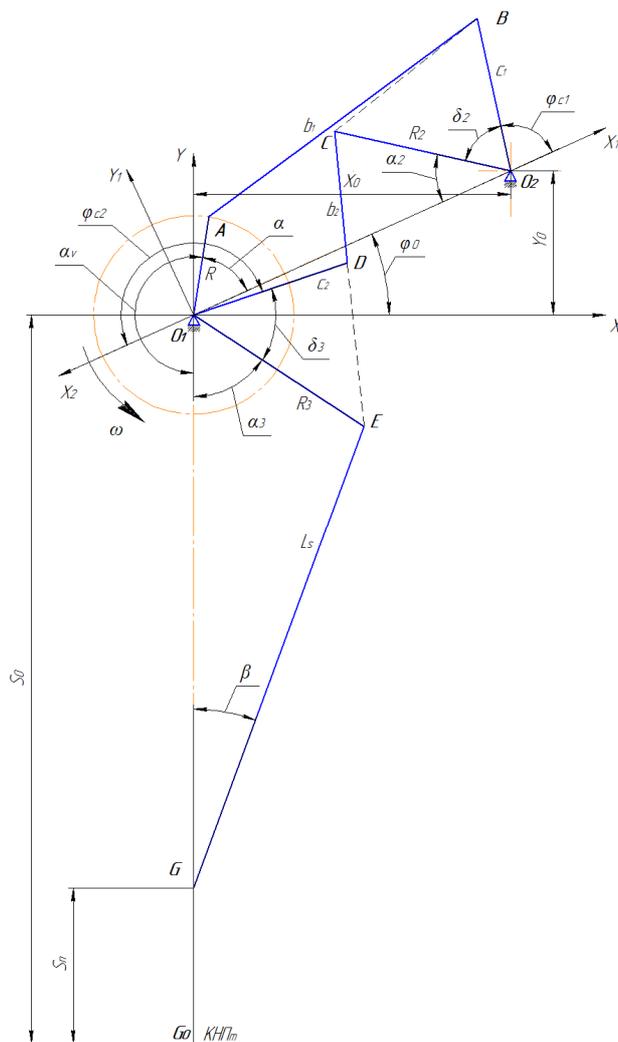


Рисунок 1 – Схема механизма прижима вытяжного прессы

Аналитические зависимости должны служить для синтеза механизма с учетом конструктивных и технологических условий [7].

Обозначим через $S = f(\alpha)$, $0 \leq \alpha \leq 2\pi$ функцию перемещения механизма, где S – перемещение конечного звена (рабочего органа прессы); α – угол поворота ведущего вала. Начала и направления отсчета координат F и α всегда можно выбрать так, чтобы выполнялись условия

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

Форма передаточной функции $S = f(\alpha)$ зависит от параметров механизма и его структурной схемы. Задачей кинематического анализа является определение передаточных функций составляющих механизмов. Первый механизм O_1ABO_2 рационально рассматривать в локальной системе координат X_1Y_1 , повернутой относительно основной на угол φ_0 . Расстояние l_0 между опорами и угол φ_0 определяются координатами X_0 и Y_0 (рисунок 1): $l_0 = \sqrt{X_0^2 + Y_0^2}$, $\varphi_0 = \arctg \frac{Y_0}{X_0}$.

Расчетная схема четырехзвенника, являющегося основой рассматриваемого механизма прижима, показана на рисунке 2.

Введем понятие *варианта сборки* механизма. При постоянных положениях внешних кинематических пар каждой группы звеньев возможно два варианта их взаимного расположения, которые назовем вариантом сборки. На рисунке 3 показаны взаимные положения звеньев для двух вариантов сборки группы с вращательными внешними парами (*a*) и для группы с одной поступательной внешней кинематической парой (*b*). Второй вариант сборки показан на рисунке пунктирной линией.

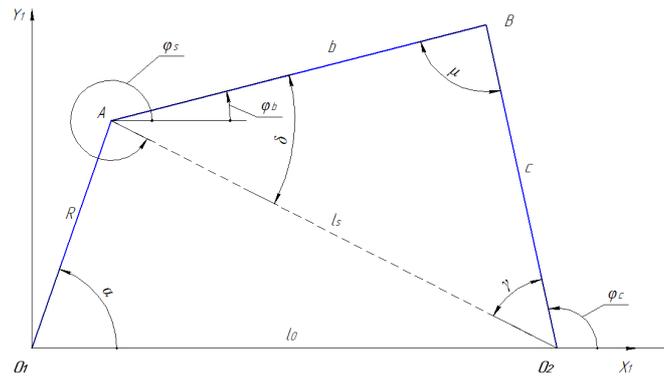


Рисунок 2 – Расчетная схема четырехзвенного механизма

Вариант сборки характеризуется показателем Z , который определяется по формулам:

– три вращательные пары (рисунок 3, а)

$$Z = \text{sign}[M_C(\vec{A\bar{B}})],$$

– две вращательные и одна поступательная пара (рисунок 3, б)

$$Z = \text{sign}[A\bar{B}_X],$$

где $M_C(\vec{A\bar{B}})$ – момент вектора $\vec{A\bar{B}}$ относительно точки C ; $A\bar{B}_X$ – момент вектора на ось CX внешней поступательной пары.

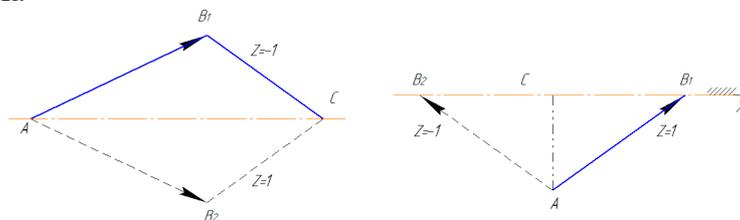


Рисунок 3 – Варианты сборки группы звеньев:

а) – три вращательные пары; б) – две вращательные и одна поступательная пара

Если поворот вектора $\vec{A\bar{B}}$ вокруг точки C происходит по часовой стрелке, то аргумент функции знака sign принимается отрицательным, в противном случае – положительным. Иначе говоря, если поворот вектора $\vec{A\bar{B}}$ относительно точки C виден против часовой стрелки $Z=1$, в противном случае $Z=-1$.

Используя разработанный В.А. Зиновьевым метод векторных контуров, запишем векторные уравнения контура O_1AO_2

$$\vec{R}_1 + \vec{l}_{s1} - \vec{l}_0 = 0.$$

Проекции уравнения на координатные оси будут

$$R_1 \cos \alpha + l_{s1} \cos \varphi_{s1} - l_0 = 0. \tag{1}$$

$$R_1 \sin \alpha + l_{s1} \sin \varphi_{s1} = 0. \tag{2}$$

Из уравнения (1) находим

$$\text{tg} \varphi_{s1} = \frac{-R_1 \sin \alpha}{-R_1 \sin \alpha + l_0}.$$

С учетом отрицательного знака числителя получим

$$\text{tg} \varphi_{s1} = 2\pi + \frac{-R_1 \sin \alpha}{-R_1 \sin \alpha + l_0}.$$

Из уравнения (2) следует, что переменная длина отрезка AO_2 равна

$$l_{s1} = -R_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \varphi_{s1}}.$$

Или по-другому

$$l_{s1} = \sqrt{l_0^2 + R_1^2 - 2l_0R_1 \cos \alpha}.$$

Из треугольника ABO_2 по теореме косинусов находим:

$$\gamma_1 = \arccos \frac{l_{s1}^2 + c_1^2 - b_1^2}{2l_{s1}c_1}, \quad \delta_1 = \arccos \frac{l_{s1}^2 + b_1^2 - c_1^2}{2l_{s1}b_1}.$$

Учитывая условие сборки, находим углы наклона звеньев AB и CO_2 относительно координатной оси X_1 :

$$\begin{aligned} \varphi_{b1} &= \pi(Z_1 - 1) + \varphi_{s1} - Z_1 \arccos \frac{l_{s1}^2 + b_1^2 - c_1^2}{2l_{s1}b_1}, \\ \varphi_{c1} &= \pi(Z_1 - 1) + \varphi_{s1} - Z_1 \arccos \frac{b_1^2 - c_1^2 - l_{s1}^2}{2l_{s1}c_1}. \end{aligned} \quad (3)$$

Уравнение (3) и представляет собой передаточную функцию $\varphi_{c1} = f_1(\alpha)$ для первого четырехзвенника. Если заданы размеры звеньев, то для каждого положения ведущего звена всегда можно определить углы φ_b и φ_c , т.е. положения звеньев AB и BO_2 . Заметим, что первый механизм представляет собой кривошипно-коромысловый четырехзвенник с ведущим кривошипом O_1A , с отрицательным показателем сборки, т. е. $Z_1 = -1$.

При проектировании кинематической схемы механизма необходимо обязательно обеспечить условие его существования и допустимые углы давления.

Из теоремы Грасгофа следует, что условием существования механизма является $R_1 + l_0 < b_1 + c_1$.

Из всех возможных углов давления ограничивающим является угол ν_1 в кинематической паре B , максимальное значение которого имеет место при положении звена O_1A на линии O_1O_2 :

$$\nu_{1\max} = 1 - \mu_1 = \arcsin \frac{b_1^2 + c_1^2 - (l_0 - R_1)^2}{2b_1c_1}.$$

При анализе механизма необходимо знать угловые координаты звеньев при крайних положениях.. При положениях коромысла BO_2 его координаты $\varphi_{c1L(R)}$ будут:

$$\varphi_{c1L(R)} = \pi - \arccos \frac{c_1^2 + l_0^2 - (b_1 \mp R_1)^2}{2c_1l_0}. \quad (4)$$

Углы поворота ведущего звена O_1A при крайних положениях коромысла соответственно составляют

$$\alpha_{L(R)} = \arccos \frac{l_0^2 + (b_1 \mp R_1)^2 - c_1^2}{2l_0(b_1 \mp R_1)}. \quad (5)$$

Верхний знак в зависимостях (4) и (5) соответствует крайнему левому, нижний – крайнему правому положению звена BO_2 .

Второй механизм O_2CDO_1 представляет собой также четырехзвенник с ведущим звеном O_2C , совершающим качательное движение. Передаточная функция $\varphi_{c2} = f_1(\alpha)$ этого механизма представляет зависимость между координатами ведущего звена O_2C и ведомого звена DO_1 .

Рационально кинематику такого механизма рассматривать в системе координат X_2Y_1 , в которой ось X_2 повернута относительно оси X_1 на угол π . Координата a_2 ведущего звена O_2C в таком случае определяется координатой φ_c звена BO_2 предыдущего механизма O_1ABO_2 :

$$\alpha_2 = \pi - \varphi_{c1} - \delta_2,$$

где φ_{c1} – координата звена BO_2 предыдущего механизма O_1ABO_2 в системе координат X_1Y_1 , определяемая по зависимости (3); δ_2 – установочный угол между звеньями BO_2 и O_2C (см. рисунок 1).

Используя полученные зависимости для первого механизма, приведем без выводов зависимость для передаточной функции второго механизма

$$\varphi_{c2} = \pi(Z_2 - 1) + \varphi_{s2} - Z_2 \arccos \frac{b_2^2 - c_2^2 - l_{s2}^2}{2l_{s2}c_2}.$$

Здесь индексом «2» обозначены размеры звеньев второго механизма. Длина отрезка CO_1 определяется по формуле

$$l_{s2} = \sqrt{l_0^2 + R_2^2 - 2l_0R_2 \cos \alpha_2}.$$

Для угла наклона отрезка

$$\operatorname{tg} \varphi_{s2} = 2\pi + \frac{-R_2 \sin \alpha}{-R_2 \sin \alpha + l_0}$$

Второй механизм является двухкоромысловым с положительным показателем сборки, т. е. $Z_2 = 1$, а условие существования не выполняется, т.к. $R_1 + l_0 > b_2 + c_2$.

Третий механизм представляет собой аксиальный кривошипно-ползунный механизм, ведущим кривошипом которого является звено FG . Механизм рассматривается в координатах, принятых при анализе исполнительных механизмов механических прессов. Перемещение ползуна и угол поворота ведущего кривошипа измеряются от крайнего нижнего положения ползуна. Тогда угол поворота звена FG определяется как

$$\alpha_3 = \varphi_{c2} + \delta_3 - \phi_0 - \frac{3\pi}{2}.$$

Перемещение ползуна будет

$$S = R_3(1 - \cos \alpha_3) + L_s(1 - \cos \beta). \quad (6)$$

Угол наклона шатуна β относительно линии O_1G находится из отношения $R_3 \sin \alpha_3 = L_s \sin \beta$, т. е.

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha_3), \quad (7)$$

где λ – коэффициент шатуна $\lambda = R_3/L_s$

Зависимость (6) представляет собой передаточную функцию механизма прижима, определяющую зависимость перемещения прижимного ползуна от угла поворота ведущего кривошипа O_1A .

Скорость и ускорение ползуна определяются как первая и вторая производные функции положения по координате α . Для определения передаточных функций первого четырехзвенного механизма воспользуемся векторным уравнением замкнутости механизма

$$\vec{R}_1 + \vec{b}_1 = \vec{c}_1 + \vec{l}_0.$$

Проекция этого уравнения на координатные оси $X_1O_1Y_1$ будут

$$\begin{aligned} R_1 \cos \alpha + b_1 \cos \varphi_{b1} &= c_1 \cos \varphi_{c1} + l_0, \\ R_1 \sin \alpha + b_1 \sin \varphi_{b1} &= c_1 \sin \varphi_{c1}. \end{aligned}$$

Первая производные полученных уравнений по координате α :

$$\left. \begin{aligned} -R_1 \sin \alpha - b_1 \sin \varphi_{b1} \cdot \varphi'_{b1} &= -c_1 \sin \varphi_{c1} \cdot \varphi'_{c1}, \\ R_1 \cos \alpha + b_1 \cos \varphi_{b1} \cdot \varphi'_{b1} &= c_1 \cos \varphi_{c1} \cdot \varphi'_{c1}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Величины φ'_{b1} и φ'_{c1} представляют собой первые передаточные функции звеньев AB и BO_2 , т.е. первые производные координат φ_{b1} и φ_{c1}

$$\varphi'_{b1} = F_{1b1} = \frac{d\varphi_{b1}}{d\alpha}, \quad \varphi'_{c1} = F_{1c1} = \frac{d\varphi_{c1}}{d\alpha}.$$

Вычитая из углов, входящих в первое уравнение (8), общий угол φ_{b1} , что равнозначно повороту осей координат на угол φ_{b1} , находим $F_{1b1} = \frac{-R_1 \sin(\alpha - \varphi_{c1})}{b_1 \sin(\varphi_{b1} - \varphi_{c1})}$.

Передаточная функция φ'_{c1} определяется аналогичным образом $F_{1c1} = \frac{R_1 \sin(\alpha - \varphi_{b1})}{c_1 \sin(\varphi_{c1} - \varphi_{b1})}$.

Для определения угловых ускорений звеньев выполняется повторное дифференцирование первого уравнения системы уравнений (8):

$$-R_1 \cos \alpha - b_1 \cos \varphi_{b1} \cdot (\varphi'_{b1})^2 - b_1 \sin \varphi_{b1} \cdot \varphi''_{b1} = -c_1 \cos \varphi_{c1} \cdot (\varphi'_{c1})^2 - c_1 \sin \varphi_{c1} \cdot \varphi''_{c1}.$$

Вычитая из углов полученного уравнения общие углы φ_{b1} , а затем φ_{c1} , находим

$$\left. \begin{aligned} \varphi''_{b1} = F_{2b1} &= \frac{R_1 \cos(\alpha - \varphi_{c1}) - c_1 (F_{1c1})^2 + b_1 (F_{1b1})^2 \cos(\varphi_{b1} - \varphi_{c1})}{-b_1 \sin(\varphi_{b1} - \varphi_{c1})}, \\ \varphi''_{c1} = F_{2c1} &= \frac{R_1 \cos(\alpha - \varphi_{b1}) + b_1 (F_{1b1})^2 - c_1 (F_{1c1})^2 \cos(\varphi_{c1} - \varphi_{b1})}{c_1 \sin(\varphi_{c1} - \varphi_{b1})}. \end{aligned} \right\}$$

Величины φ''_{b1} и φ''_{c1} являются вторыми передаточными функциями звеньев AB и BO_2 , т.е.

$$\varphi''_{b1} = F_{2b1} = \frac{d^2\varphi_{b1}}{d\alpha^2}, \quad \varphi''_{c1} = F_{2c1} = \frac{d^2\varphi_{c1}}{d\alpha^2}.$$

Передаточные функции для второго четырехзвенника определяются аналогичным методом

$$F_{1c2} = \frac{d\varphi_{c2}}{d\alpha} = \frac{-R_2 \sin(\alpha_2 - \varphi_{b2})}{c_2 \sin(\varphi_{c2} - \varphi_{b2})} \cdot \varphi'_{c1}; \quad F_{1b2} = \frac{d\varphi_{b2}}{d\alpha} = \frac{-R_2 \sin(\alpha_2 - \varphi_{c2})}{b_2 \sin(\varphi_{b2} - \varphi_{c2})} \cdot \varphi'_{c1}.$$

$$\varphi''_{c2} = F_{2c2} = \frac{b_2(F_{1b2})^2 - c_2 \cos(\varphi_{c2} - \varphi_{b2}) \cdot (F_{1c2})^2 - R_2 \sin(\alpha_2 - \varphi_{b2})F_{2c1} + R_2 \cos(\alpha_2 - \varphi_{b2}) \cdot (F_{1c1})^2}{c_2 \sin(\varphi_{c2} - \varphi_{b2})}.$$

Передаточные функции для третьего механизма, т.е. для всего механизма прижима в целом определяются после двукратного дифференцирования функции положения (6)

$$FV = R_3 \sin \alpha_3 F_{2c2} + L_s \sin \beta \cdot \beta',$$

$$FJ = \frac{d^2S}{d\alpha^2} = R_3 \left[\sin \alpha_3 \cdot F_{2c2} + (F_{1c2})^2 \cos \alpha_3 \right] + L_s \left[\sin \beta \cdot \beta'' + \cos \beta (\beta')^2 \right].$$

Производные угла β наклона шатуна определяются путем дифференцирования зависимости (7)

$$\beta' = \frac{d\beta}{d\alpha} = \lambda \varphi'_{c1} \frac{\cos \alpha_3}{\cos \beta},$$

$$\beta'' = \frac{d^2\beta}{d\alpha^2} = \frac{\lambda F_{2c2} \cos \alpha_3 - \lambda (F_{1c2})^2 \sin \alpha_3 + (\beta')^2 \sin \beta}{\cos \beta}.$$

Пусть зависимость $q = f(\alpha)$ представляет собой функцию механизма, положение ведущего звена которого определяется координатой α , а ведомого звена координатой q . Дифференцируя зависимость функции положения по времени, находим

$$q' = \frac{dq}{dt} = \frac{dq}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = F_1(\alpha) \alpha'.$$

Отсюда следует, что первая передаточная функция представляет собой отношение скорости ведомого и ведущего звеньев механизма. Повторное дифференцирование приводит к зависимости для ускорения ведомого звена

$$q'' = F_2(\alpha) (\alpha')^2 + F_1(\alpha) \cdot \alpha''.$$

Если скорость ведущего звена постоянная, т.е. $\alpha' = \text{const}$, то $\alpha'' = 0$, и тогда вторая передаточная функция представляет собой отношение ускорений ведомого и ведущего звеньев.

Учитывая, что $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ представляет собой угловую скорость, а $\varepsilon = \frac{d^2\alpha}{dt^2}$ – угловое ускорение ведущего кривошипа, действительные значения скорости и ускорения ползуна будут

$$V = FV \cdot \omega, \quad J = FJ \cdot \omega^2 + \varepsilon \cdot FV. \quad (29)$$

Таким образом, полученные зависимости однозначно определяют кинематические характеристики механизма в целом и составляющих звеньев, в частности и являются математической основой для детального кинематического синтеза и анализа механизма.

Для примера на рисунке 4 показаны зависимости перемещения, скорости и ускорения ползуна механизма прижима листоштамповочного пресса двойного действия номинальным усилием 6,3 МН.

Основное технологическое требование к указанному механизму состоит в обеспечении длительного выстоя ползуна в нижнем положении при заданном угле поворота главного вала. Из рисунка 4 следует, что при выбранных геометрических параметрах механизм полностью соответствует предъявляемым технологическим требованиям.

Выводы

Кинематические характеристики механизма однозначно определяются геометрическими параметрами механизма. Аналитические зависимости для определения кинематических характеристик механизма являются математической основой для кинематического синтеза механизма. Полученные зависимости применимы для решения задачи оптимизации параметров механизма по установленным критериям оптимальности.

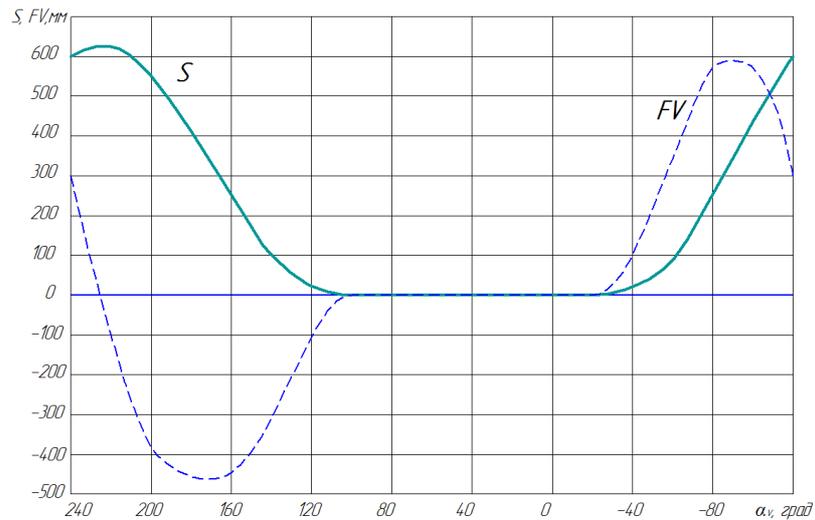


Рисунок 4 – Кинематические характеристики прижимного ползуна прессы для вытяжки номинальным усилием 6,3 МН

Бібліографічний список використаної літератури

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. Свистунов В.Е. Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы / В.Е. Свистунов. — М.: МГИУ, 2008. — 704 с.
3. Балаганский В.И. Об оптимальном проектировании исполнительных механизмов прессов двойного действия / В.И. Балаганский, А.Д. Галахов, Б.Н. Юрухин // Кузнечно-штамповочное производство. — 1979. — № 7. — С. 10.
4. Киселев В.П. Определение размеров звеньев механизма привода наружного ползуна однокривошипного прессы двойного действия / В.П. Киселев, И.Г. Балаганский, И.К. Некрасов // Кузнечно-штамповочное производство. — 1977. — № 9. — С. 32.
5. Катков Н.П. Расчет кинематических параметров механизма прижимного ползуна прессы двойного действия / Н.П. Катков // Кузнечно-штамповочное производство. — 1971. — № 5. — С. 28.
6. Артоболевский И.И. Синтез плоских механизмов / И.И. Артоболевский, Н.И. Левитский, С.А. Черкутдинов. — М.: Физматгиз, 1959. — 1084 с.
7. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин / Н.И. Левитский. — М.: Наука, 1979. — 576 с.

Поступила в редакцию 5.03.2014 г.

Явтушенко О.В.. Аналітична кінематика притискних механізмів механічних пресів

Стаття присвячена питанням аналітичного розрахунку кінематичних характеристик складних важільних механізмів притиску механічних пресів, що забезпечують тривалий вистій повзуна в нижньому положенні на заданому куті повороту головного вала. Використовуючи метод замкнутого векторного багатокутника, отримано аналітичні залежності для розрахунку функції положення і перших двох передавальних функцій, достатніх для подальшого параметричного синтезу і кінематичного аналізу.

Ключові слова: прес, механізм, функція положення, передатна функція.

Javtoushenko A. Analytical kinematics of mechanical presses clamping mechanisms

The article is devoted to analytical calculation of kinematic characteristics of complex lever mechanisms clip of mechanical presses for long dwell slider in the lower position at a given angle of rotation of the main shaft. Using the method of a closed vector polygon, analytical dependences for calculation of functions of the position and the first of two transmissions of functions sufficient for further parametric synthesis and kinematic analysis, are obtained.

Keywords: press, mechanisms, function of position, transfer function.