

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫХ МЕХАНИЗМОВ 3-ГО КЛАССА ПРИ ЗАДАНЫХ ПОЛОЖЕНИЯХ РАБОЧЕГО ОРГАНА В МОМЕНТ ВЫСТОЯ И ЕГО НАПРАВЛЯЮЩЕЙ

© 2011 В. Г. Хомченко, Е. С. Гебель, В. В. Клевакин

Омский государственный технический университет

Поступила в редакцию 01.12.2010

В статье рассматриваются кривошипно-ползунные механизмы 3-го класса, реализующие требуемую циклограмму с приближенным выстоем, выходное звено которых перемещается по направляющей, положение которой задано. Разработан метод графического синтеза, позволяющий определить начальные значения свободных параметров. Получены аналитические выражения для расчета параметров кинематической схемы механизма.

Ключевые слова: кривошипно-ползунный механизм, кинематический синтез, циклограмма, направляющая.

Современное производство характеризуется широким использованием высокопроизводительного технологического оборудования, в котором нашли применение цикловые исполнительные механизмы, обеспечивающие возвратно-поступательные движения рабочих органов с их остановкой в одном из крайних положений [1, 2].

Исходными данными для построения схемы проектируемого механизма (рис. 1), в основе которого лежит группа Ассур 3-го класса третьего порядка, являются заданные циклограмма, содержащая интервал приближенной остановки выходного ползуна конечной продолжительности, положения C^* рабочего органа в момент выстоя и его направляющей NN .

В качестве задаваемых параметров обобщенной циклограммы приняты углы j_1 и j_2 поворота кривошипа соответственно за первый интервал движения и за интервал выстоя.

По конструктивным требованиям машины-автомата необходимо обеспечить перемещение выходного звена механизма по направляющей NN , положение которой задается с помощью двух параметров: абсолютным значением эксцентриситета d_N , т.е. нормали к прямой NN , проходящей через точку O , и углом α наклона к оси абсцисс системы координат машины-автомата xOy . Для обеспечения заданного позиционирования рабочего органа в точке C^* в момент начала и конца приближенной остановки, расположенной на линии NN , вводится параметр d_C равный рассто-

янию, откладываемому от точки W пересечения перпендикуляра OW с направляющей NN .

Осуществим графическое построение кривошипно-ползунного механизма 3-го класса с выстоем выходного звена при заданных условиях.

Введем правую систему координат xOy машины-автомата, началом O которой является центр распределительного вала. Проводим под углом α к оси абсцисс Ox прямую, проходящую через начало координат, и откладываем отрезок OW равный d_N в абсолютных единицах. Построим нормаль NN к линии OW , и таким образом, зададим положение направляющей выходного ползуна. Для идентификации положений точки C^* относительно прямой OW введем целочисленный параметр i , который принимает значение, равное 1, если поворот на острый угол отрезка OW вокруг точки O к отрезку OC^* , будет наблюдаться против часовой стрелки, и равным -1 в противном случае.

От точки W делаем засечку в заданном направлении длиной d_C и находим требуемое положение

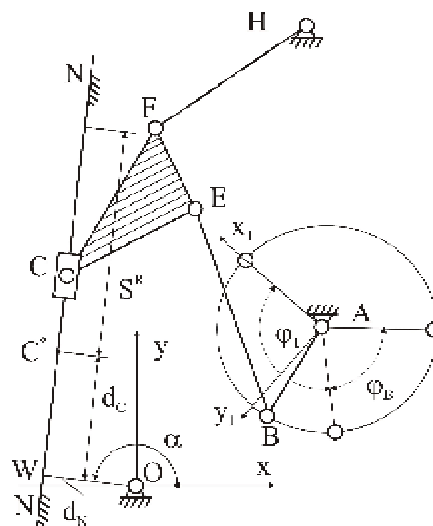


Рис. 1. Схема механизма 3-го класса

Хомченко Василий Герасимович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автоматизации и робототехники. E-mail: v_khomchenko@mail.ru
Гебель Елена Сергеевна, кандидат технических наук, старший преподаватель. E-mail: Gebel_es@mail.ru
Клевакин Владимир Викторович, ассистент, соискатель кафедры автоматизации и робототехники. E-mail: festo@omgtu.ru

ние C^* рабочего органа цикловой машины-автомата в момент приближенного выстоя (рис. 2).

Построение схемы ползунного механизма 3-го класса первоначально ведется в некоторой дополнительной правой системе координат x_1Ay_1 , начало которой совпадает с центром A вращения кривошипа, а ось абсцисс – с положениями кривошипа AB^0 и шатуна B^0E^0 в момент мгновенной остановки выходного звена механизма (рис. 3). Такое расположение системы координат позволяет упростить выражения для проекций шарниров на оси системы координат. Графический синтез механизма на этом этапе ведется в относительных единицах, что позволит затем масштабировать чертеж, с тем чтобы обеспечить соизмеримость относительных размеров проектируемого механизма с конструктивными размерами цикловой машины-автомата.

Примем длину кривошипа AB за единицу и отложим ее приемлемым для графических построений отрезком (рис. 3). Вычертим положение

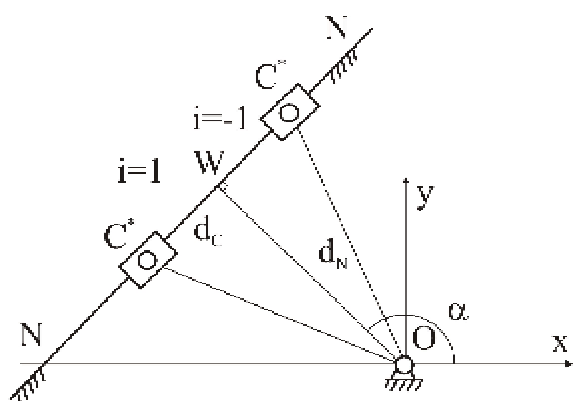


Рис. 2. Последовательность построения положений направляющей ползуна и выходного звена в момент выстоя в абсолютных единицах в системе координат машины-автомата

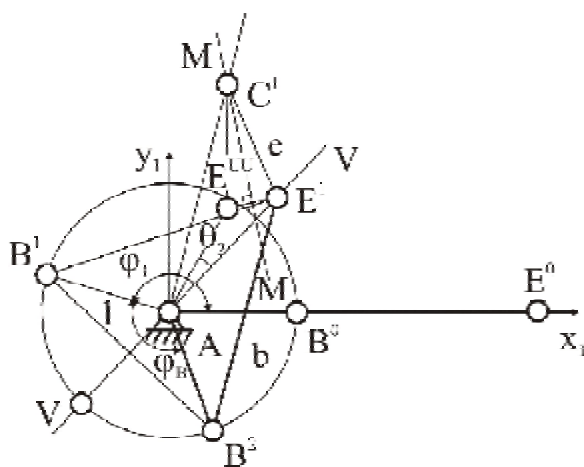


Рис. 3. Последовательность построения ползунного механизма 3-го класса в дополнительной системе координат x_1Ay_1 в относительных величинах

ния AB^0 , AB^1 и AB^2 кривошипа AB . Проведем линию VV , совпадающую с биссектрисой угла j_B . Назначив относительную длину b шатуна BE , найдем положения E^1 и E^0 точки E в начале и в конце выстоя конечной продолжительности и при мгновенной остановке выходного звена в другом крайнем положении. Откладываем угол θ_2 , определяющий положение точки E^{uu} , - предельное положение шарнира E на интервале выстоя, относительно VV . При этом хорда g будет соединять точки E^1 и E^{uu} . Проведем серединный перпендикуляр MM к отрезку $E^{uu}E^1$, затем из точки E^1 заданной относительной длиной e звена CE делаем засечку на прямой MM , таким образом вычерчиваем положение точки C^1 шарнира C в системе координат x_1Ay_1 , который должен для достижения наилучшего равномерного приближения располагаться в одном и том же положении в начале и в конце интервала выстоя и в момент, когда кривошип AB и шатун BE оказываются в интервале выстоя на одной линии.

Совмещая начала координат O и A систем xOy и x_1Ay_1 , поворачиваем оси последней так, чтобы сначала совпали прямая AC^1 с линией OC^* , а затем, масштабируя проектируемую схему механизма (рис. 3), обеспечиваем совпадение точек C^1 и C^* (рис. 4). Для перехода от относительных единиц, в которых построен механизм, к абсолютным размерам машины-автомата рассчитываем коэффициент масштабирования:

$$\mu = l_{C^*} / l_{C^1}, \quad (1)$$

где l_{C^*} – расстояние от начала координат O в системе координат xOy до точки C^* , соответствующей заданному положению рабочего органа машины-автомата; l_{C^1} – расстояние от опорного шарнира A в системе координат x_1Ay_1 до точки C^1 выходного ползуна в момент приближенного выстоя, находятся по формулам:

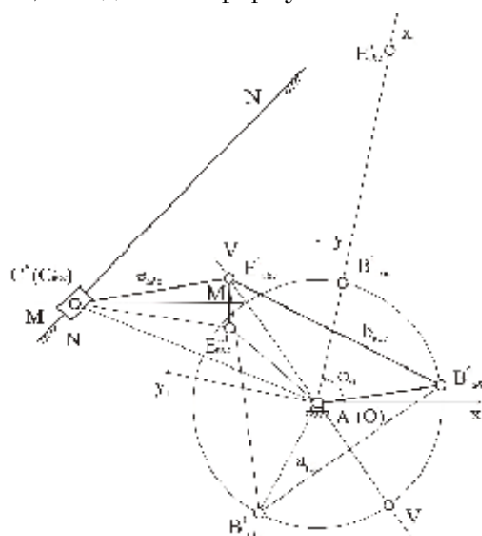


Рис. 4. Совмещение систем координат xOy машины-автомата и x_1Ay_1 проектируемого механизма

$$l_{C^*} = \sqrt{d_N^2 + d_C^2}; l_{C1} = \sqrt{(x_{C1}^{omn})^2 + (y_{C1}^{omn})^2}.$$

Дальнейшие построения ведутся в абсолютных координатах с учетом скорректированных положений центров шарниров B, E и C , а также абсолютных значений кинематических параметров a, b и e .

$$\begin{bmatrix} x_{E1}^{abc} & y_{E1}^{abc} \\ x_{E0}^{abc} & y_{E0}^{abc} \\ x_{C1}^{abc} & y_{C1}^{abc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{E1}^{omn} & y_{E1}^{omn} \\ x_{E0}^{omn} & y_{E0}^{omn} \\ x_{C1}^{omn} & y_{C1}^{omn} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \mu \cos(\varphi_0) & -\mu \sin(\varphi_0) \\ \mu \sin(\varphi_0) & \mu \cos(\varphi_0) \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где $(x_*^{abc}, y_*^{abc}), (x_*^{omn}, y_*^{omn})$ – координаты центров шарниров ползунного механизма 3-го класса с приближенным выстоем выходного звена в абсолютных и относительных единицах соответственно; φ_0 – угол между осями абсцисс Ax_1 и Ox , при котором прямые AC_1 и OC_* совпадут (рис. 3).

Задаем угол h и длину f стороны CF базового звена ECF и вычерчиваем положения F^1 и F^{UU} шарнира F . Для построения звена CE в положении C^0E^0 , соответствующем началу циклограммы, делаем засечку на линии NN из точки E^0 длиной e_{abc} , равной произведению принятого ранее относительного значения на коэффициент масштабирования (1). Откладывая угол h от отрезка C^0E^0 , вычерчиваем положение $E^0C^0F^0$ базового звена ECF . Шарнир F является шатунным шарниром промежуточного коромысла FH . По трем положениям F^0, F^1 и F^{UU} шарнира F звена FH , которые находятся из условий построения граничных положений механизма [1, 3], графически находим центр H его вращения как точку пересечения двух серединных перпендикуляров, восстановленных к отрезкам F^1F^{UU} и F^0F^1 .

Данный алгоритм графического построения кривошипно-ползунных механизмов 3-го класса с выстоем выходного звена позволяет синтезировать механизм при заданных циклограмме, положениях рабочего органа в момент приближенного выстоя и его направляющей, а также назначить начальные значения свободных кинематических параметров.

Разработка аналитического метода синтеза рычажных кривошипно-ползунных механизмов 3-го класса основывается на общих положениях синтеза механизмов с выстоем, представленных в работах [1, 2]. На основе построенной кинематической схемы кривошипно-ползунного механизма 3-го класса с приближенным выстоем выходного звена (рис. 5) получим методом проекций аналитические зависимости для расчета вычисляемых кинематических параметров.

При кинематическом синтезе проектируемого механизма в качестве назначаемых выступают параметры циклограммы: φ_1, φ_B , парамет-

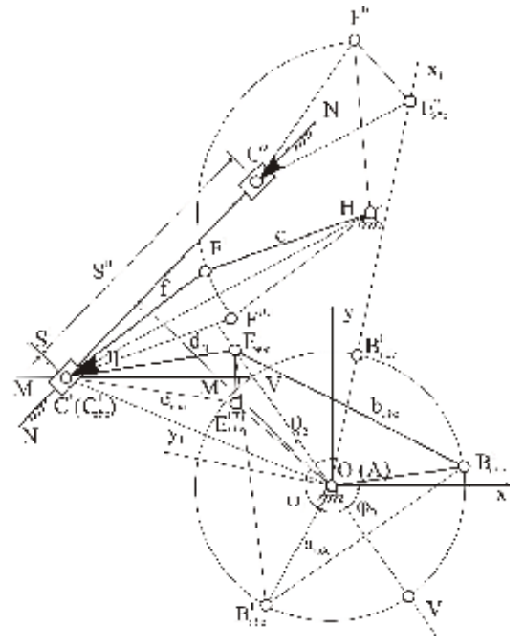


Рис. 5. Кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма 3-го класса с выстоем выходного звена

ры направляющей: d_N и a , а также положение C^* рабочего органа машины-автомата в системе координат xOy , которое задается расстоянием d_C . Свободными параметрами синтеза в данной работе приняты: b, e и f – соответственно относительные длины звена BE и сторон CE и CF треугольного звена ECF ; h – угол между сторонами EC и CF звена ECF ; q_2 – угол, задающий крайнее положение $C^*E^*F^{UU}$ звена CEF относительно положения $C_1E_1F_1$ этого звена в начале выстоя конечной продолжительности.

Предлагаемый метод кинематического синтеза механизма 3-го класса с выстоем позволяет, с использованием известных тригонометрических методов, получить аналитические зависимости для рассчитываемых параметров механизма: m и c – коэффициента масштабирования и длины коромысла CH соответственно, а также кинематические характеристики схемы: S^R – абсолютное перемещение выходного звена механизма за интервал движения; S^1 – кинематическую точность позиционирования ползуна на интервале приближенного выстоя.

Уравнение направляющей NN в системе координат xOy с угловым коэффициентом записываем как:

$$y = -ctg(\alpha)x + (\text{sign}(d_N) \cdot d_N) / \sin(\alpha). \quad (3)$$

Определяем координаты $(x_{E1}^{omn}, y_{E1}^{omn}), (x_{E0}^{omn}, y_{E0}^{omn})$ и $(x_{E^1}^{omn}, y_{E^1}^{omn})$ и $(x_{E^{UU}}^{omn}, y_{E^{UU}}^{omn})$ положений E^1, E^{UU} и E^0 точки E в системе x_1Ay_1 :

$$\begin{aligned} x_{E1}^{omn} &= h \cos(\theta_1); & x_{E0}^{omn} &= (b-a) \cos(\theta_1 + \theta_2); \\ y_{E1}^{omn} &= h \sin(\theta_1); & y_{E0}^{omn} &= (b-a) \sin(\theta_1 + \theta_2); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_{E0}^{omh} &= a + b; \\ y_{E0}^{omh} &= 0, \end{aligned}$$

где $h = [b^2 - a^2 \cdot \sin^2(0.5\varphi_B)]^{0.5} - a \cdot \cos(0.5\varphi_B)$;
 $\theta_1 = \varphi_1 + 0.5\varphi_B - \pi$.

Рассчитаем координаты $(x_{C1}^{omh}, y_{C1}^{omh})$ шарнира C в момент начала выстоя как точку на среднем перпендикуляре MM к отрезку g , соединяющему точки E' и E^{UU} :

$$x_{C1}^{omh} = x_{E1}^{omh} - e \cos(\varepsilon); \quad y_{C1}^{omh} = y_{E1}^{omh} + e \sin(\varepsilon),$$

где

$$\varepsilon = \arcsin((b-a)\sin(\theta_2)/g) - \theta_1 + \arccos(0.5g/e);$$

$$g = [(b-a)^2 + h^2 - 2(b-a)h\cos(\theta_2)]^{0.5}.$$

Совместив системы координат xOy и x_Ay_A , определим угол j_φ , на который необходимо повернуть плоскость, связанную с механизмом, так чтобы прямая AC' совпала с линией OC^* в системе машины-автомата. Запишем уравнения выше упомянутых прямых с учетом выражения (3) следующим образом:

$$y_{AC1} = (y_{C1}^{abc}/x_{C1}^{abc}) \cdot x_{AC1}; \quad y_{OC^*} = tg(\alpha - \beta) \cdot x_{OC^*};$$

где $\beta = \arctg(d_C/d_N)$.

Рассчитаем угол j_φ между осями абсцисс Ax_A и Ox :

$$\varphi_0 = \arctg\left(\frac{\text{sign}(y_{C1}^{abc}/x_{C1}^{abc} - tg(\alpha - \beta)) \cdot (y_{C1}^{abc}/x_{C1}^{abc} - tg(\alpha - \beta))}{1 + (y_{C1}^{abc}/x_{C1}^{abc}) \cdot tg(\alpha - \beta)}\right).$$

Вычислив коэффициент масштабирования m по формуле (1), определяем абсолютные значения длин кривошипа AB , шатуна BE и стороны EC треугольного звена CEF :

$$a_{abc} = \mu; \quad b_{abc} = \mu \cdot b; \quad e_{abc} = \mu \cdot e.$$

Положение C^0 выходного ползуна C в системе координат x_Ay_A в момент мгновенного выстоя найдем из системы уравнений, составленной исходя из того, что точка C^0 лежит на прямой MN (3) и расстояние между центрами шарниров E и C равно e_{abc} :

$$\begin{cases} y_{C0} = -ctg(\alpha - \varphi_0)x_{C0} + d_N/\sin(\alpha - \varphi_0); \\ e_{abc} = [(x_{C0} - x_{E0}^{abc})^2 + (y_{C0} - y_{E0}^{abc})^2]^{0.5}, \end{cases}$$

где x_{E0}^{abc} и y_{E0}^{abc} вычислим по формуле (2).

Координаты (x_{F1}, y_{F1}) , (x_{F0}, y_{F0}) соответственно точек F^1 и F^0 шарнира F треугольного звена CEF , рассчитаем формулам:

$$x_{F1} = x_{C1}^{abc} + f \cos(\varepsilon + \pi + \eta); \quad y_{F1} = y_{C1}^{abc} + f \sin(\varepsilon + \pi + \eta);$$

$$x_{F0} = x_{C0} + f \cos(\varepsilon_0 - \eta); \quad y_{F0} = y_{C0} - f \sin(\varepsilon_0 - \eta),$$

$$\text{где } \varepsilon_0 = \arccos\left(\frac{e_{abc}^2 + (a_{abc} + b_{abc})^2 - l_{C0}^2}{2e_{abc}(a_{abc} + b_{abc})}\right);$$

$$l_{C0} = \sqrt{x_{C0}^2 + y_{C0}^2}.$$

Имея ввиду, что центр вращения H промежуточного коромысла HF лежит на пересечении перпендикуляров, восстановленных из середины хорд F^0F^1 и F^1F^{UU} , найдем координаты (x_H, y_H) центра H в системе координат x_Ay_A . Запишем уравнения прямых F^0F^1 и F^1F^{UU} соответственно как:

$$y = k_{F0F1} \cdot x + b_{F0F1}; \quad y = k_{F1FU} \cdot x + b_{F1FU},$$

где $k_{F0F1} = (y_{F1} - y_{F0})/(x_{F1} - x_{F0})$;

$$b_{F0F1} = y_{F0} - x_{F0} \cdot k_{F0F1};$$

$$k_{F1FU} = (y_{F1} - y_{FU})/(x_{F1} - x_{FU});$$

$$b_{F1FU} = y_{FU} - x_{FU} \cdot k_{F1FU};$$

$$x_{FU} = x_{C1} - ((x_{C1} - x_{E0})\cos(\eta) - (y_{C1} - y_{E0})\sin(\eta))\frac{f}{e};$$

$$y_{FU} = y_{C1} - ((x_{C1} - x_{E0})\sin(\eta) + (y_{C1} - y_{E0})\cos(\eta))\frac{f}{e}.$$

Тогда координаты (x_H, y_H) центра H определим как решение системы уравнений:

$$\begin{cases} y_H = -k_{F0F1}^{-1} \cdot x_H + 0.5(k_{F0F1}^{-1} \cdot (x_{F0} + x_{F1}) + y_{F0} + y_{F1}); \\ y_H = -k_{F1FU}^{-1} \cdot x_H + 0.5(k_{F1FU}^{-1} \cdot (x_{F1} + x_{FU}) + y_{FU} + y_{F1}); \end{cases}$$

В результате

$$x_H = b_H \cdot k_{F0F1} \cdot k_{F1FU} / (k_{F1FU} - k_{F0F1});$$

$$y_H = -k_{F0F1}^{-1} \cdot x_H + 0.5(k_{F0F1}^{-1} \cdot (x_{F0} + x_{F1}) + y_{F0} + y_{F1}),$$

где

$$b_H = 0.5(k_{F0F1}^{-1} \cdot (x_{F0} + x_{F1}) - k_{F1FU}^{-1} \cdot (x_{F1} + x_{FU}) + y_{F0} - y_{FU}).$$

Запишем зависимости для расчета абсолютных длины s промежуточного коромысла HF , межцентрового расстояния d_H (расстояние между точками H и A) и малого перемещения S^1 выходного звена за интервал выстоя:

$$s = [(x_H - x_{F0})^2 + (y_H - y_{F0})^2]^{0.5};$$

$$d_H = [x_H^2 + y_H^2]^{0.5};$$

$$S^1 = [(c + f)^2 - d_{HC}^2]^{0.5} -$$

$$- [(x_H - x_{C1}^{abc})^2 + (y_H - y_{C1}^{abc})^2 - d_{HC}^2]^{0.5},$$

где $d_{HC} = |\cos(\alpha)x_H + \sin(\alpha)y_H - d_N|$.

Абсолютная величина рабочего хода S^R выходного звена механизма определяется следующей зависимостью:

$$S^R = [(x_{C0} - x_{C1}^{abc})^2 + (y_{C0} - y_{C1}^{abc})^2]^{0.5} + 0.5S^1.$$

Найдем углы r_1 и r_2 , устанавливающие соответственно положения эксцентриситета l_C и отрезка d_H относительно оси Ax_A :

$$\rho_1 = \text{sign}(-y_C) \cdot \arccos(x_C/l_C);$$

$$\rho_2 = \text{sign}(\varphi_0 - \arccos(x_H/d_H)) \times (\varphi_0 - \arccos(x_H/d_H)),$$

где $l_C = (d_N^2 + d_C^2)^{0.5}$.

Определим угол d , фиксирующий коромысло HF относительно вспомогательной системы координат $x_i Ay_i$:

$$\delta = 180^\circ - \text{sign}(x_{F0}) \cdot \arccos(x_{F0}^*/c).$$

В настоящей статье разработан метод кинематического синтеза механизмов 3-го класса с возвратно-поступательным движением выходного звена и его выстоем в одном из крайних положений, позволяющий сонаправлено с графическим методом проектировать механизмы по заданным циклограмме, положениях рабочего органа в момент выстоя и его направляющей. Аналитический аппарат синтеза механизмов 3-го класса предопределен алгоритмом их графического построения, что значительно упрощает

процесс получения математических моделей и проверку их адекватности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хомченко В.Г. Графический и аналитический методы синтеза шестизвального шарнирного механизма третьего класса с приближенным выстоем выходного звена в крайнем положении по заданной. Омск: ОмПИ, 1991. 7 с. Деп. в ВИНТИ 11.06.91, № 2460–B91.
2. Хомченко В.Г. Проектирование плоских рычажных механизмов цикловых машин-автоматов и манипуляторов. Омск: ОмГТУ, 1995. 152 с.
3. Соломин В.Ю., Хомченко В.Г. Методы графического и аналитического синтеза кривошипно-ползунных механизмов третьего класса с приближенным выстоем выходного звена. Омск: ОмГТУ, 1997. 12 с. Деп. в ВИНТИ 05.06.97, № 1801–B97.

KINEMATICAL SYNTHESIS OF SLIDER-CRANK MECHANISMS OF THIRD CLASS WITH PRESET DRIVEN ELEMENT IN OUTPUT MOMENT AND SLIDER POSITIONS

© 2011 V.G. Khomchenko, E.S. Gebel, V.V. Klevakin

Omsk State Technical University

The article considers slider-crank mechanisms of third class providing cyclogram with approximate dwell of the output link running along the preset slider. The graphical and kinematical synthesis of the mechanisms are developed for determination of free parameters values and kinematical error of output link when dwelling. Keywords: slider-crank mechanism, kinematical synthesis, cyclogram, slider position.

Vasily Khomchenko, Doctor of Technics, Professor, Head at the Automation and Robotics Department.

E-mail: v_khomchenko@mail.ru.

Elena Gebel, Candidate of Technics, Senior Lecturer.

E-mail: Gebel_es@mail.ru.

Vladimir Klevakin, Assistant, Seeker at the Automation and Robotics Department. E-mail: festo@omgtu.ru.