

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК: 621.01-52.+621.865.8

В.С.Хорунжин, В.А.Бакшеев, А.В.Кушнаренко

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШАРНИРНЫХ МЕХАНИЗМОВ ЦИКЛОВЫХ МАШИН С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ПАРАМЕТРАМИ ЦИКЛОГРАММЫ

В цикловых машинах различных отраслей промышленности широко используются исполнительные механизмы, обеспечивающие возвратно-вращательные или возвратно-поступательные движения рабочих органов с их остановкой в одном, либо в двух крайних положениях. Такой характер движения воспроизводится обычно кулачковыми и кулачково-рычажными механизмами. Фундаментальные исследования отечественных и зарубежных ученых открыли перспективу использования для этих целей рычажных механизмов. В работах [1,2] предложен эффективный модульный принцип проектирования плоских и пространственных рычажных механизмов, приближенно воспроизводящих движение рабочего органа в крайних положениях в соответствии с заданной циклограммой движения (рис.1). При этом используются многозвенные рычажные механизмы, в которых к исходному механизму-модулю, формирующему интервалы движения и выстоя, согласно заданной циклограмме, присоединяются механизмы-модули, улучшающие выстой на том или ином интервале.

В связи с бурным развитием гибких производств, в последние годы перед проектировщиками поставлены задачи создания быстротрепереналаживаемого технологического оборудования. Поэтому следующим шагом, по мнению авторов, должны быть ис-

следования по разработке математических моделей рычажных механизмов, позволяющих осуществлять комплексный подход в проектировании цикловых ма-

шин в заданных пределах.

Шестизвенный шарнирный механизм 2 класса (рис. 2) состоит из двух четырехзвенников $ABCD$ и $DEFG$ (в схеме механиз-

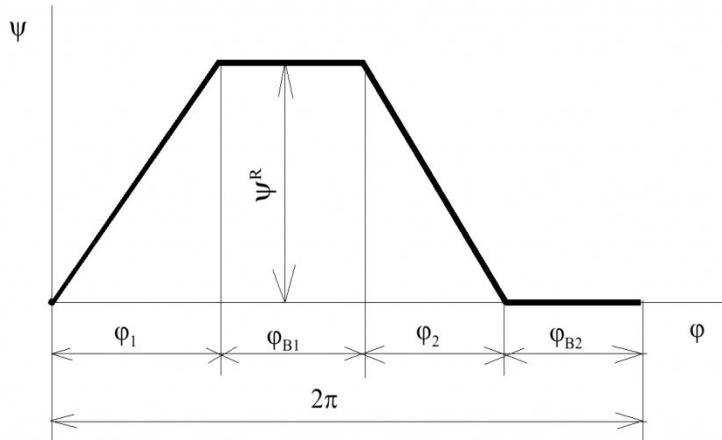


Рис.1. Циклограмма работы механизма: φ_1, φ_2 – соответственно углы поворота кривошипа за первый и второй интервалы движения; $\varphi_{B1}, \varphi_{B2}$ – углы интервалов выстоя; ψ^R – угловой размах выходного звена

шин с регулируемыми параметрами циклограммы. И здесь выбор рычажных механизмов оправдан, так как позволяет с наименьшими затратами решить проблему накопления инструментария по проектированию машин нового поколения, а также коренной модернизации существующего технологического оборудования.

Настоящая статья посвящена разработке математической модели шестизвездного шарнирного механизма (рис.2), с использованием которой можно было бы проводить целенаправленную регулировку параметров цикло-

ма (зарождена возможность изменения длин звеньев). В начальном положении кривошип AB и шатун BC вытянуты в одну линию под углом φ_0 к межосевому расстоянию AD ; подвижные шарниры занимают соответственно положения B_0, C_0, E_0, F_0 . При этом коромысло CD составляет угол γ_0 с направлением AD , коромысло FG – угол ψ_0 с направлением DG . После поворота кривошипа на угол φ_1 , соответствующий первому интервалу движения, шарнирные точки займут положения B_1, C_1, E_1, F_1 ; коромысло CD повернется на угол γ^m , а коромысло FG – на угол ψ^m .

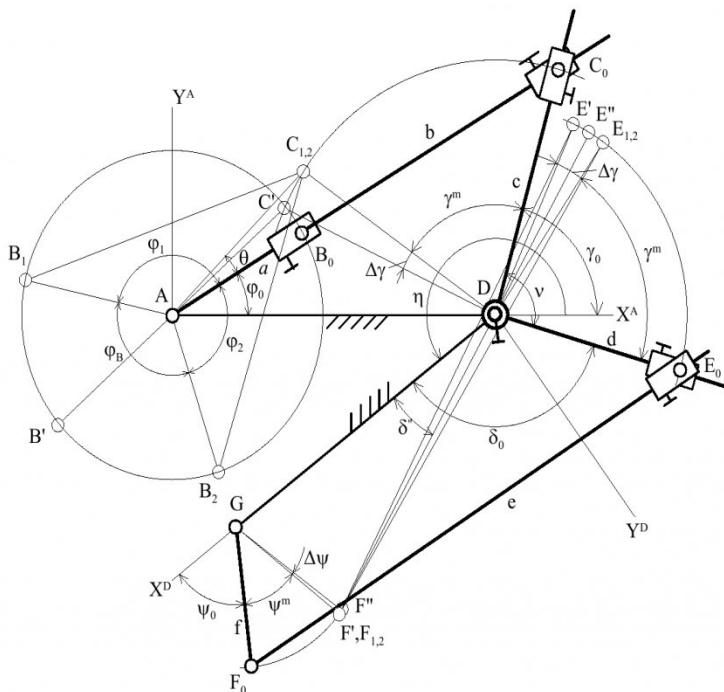


Рис. 2. Схема плоского шарнирного шестизвездника с регулируемыми параметрами

Затем, после поворота кривошипа на угол φ_B , шарнирные точки переместятся в положения B_2, C_2, E_2, F_2 , причем точки C_2, E_2, F_2 совпадут с точками C_1, E_1, F_1 . Наибольшему отклонению коромысла CD от начального положения соответствует точка C' , при этом точка B занимает положение B' . Наибольшему отклонению коромысла FG соответствует точка F'' , при этом точка E занимает положение E'' на продолжении линии $F'D$, которая является также биссектрисой угла $E'DE_1$, равного углу $C'DC_1$.

В каждом четырехзвеннике будем рассматривать длины звеньев в отношении к межосевым расстояниям. Обозначим относительные длины звеньев AB, BC, CD, DE, EF, FG соответственно a, b, c, d, e, f ($AD = 1$; $DG = 1$).

Определим параметры механизма по заданным характеристикам циклограммы - $\psi^m, \varphi_1, \varphi_B$. Рассмотрим сначала кривошипно-коромысловый четырехзвенник $ABCD$. Согласно [1], этот

четырехзвенник формирует интервалы движения и выстоя.

Зададим угол φ_0 начального положения кривошипа AB_0 . В системе координат $X^A Y^A$ уравнение линии, содержащей прямую AC_0 , имеет вид

$$\sin \varphi_0 \cdot x^A - \cos \varphi_0 \cdot y^A = 0. \quad (1)$$

Угол асимметрии интервалов движения

$$\theta = \varphi_1 + \varphi_B / 2 - \pi. \quad (2)$$

Этот угол, добавленный к φ_0 , определяет положение биссектрисы AC_1 угла выстоя φ_B . Уравнение прямой AC_1

$$\sin(\varphi_0 + \theta) \cdot x^A - \cos(\varphi_0 + \theta) \cdot y^A = 0$$

Зададим значение угла поворота коромысла CD на интервале движения γ^m . Тогда координаты точек C_0, C_1 :

$$x_{C0}^A = l + c \cdot \cos \gamma_0;$$

$$y_{C0}^A = c \cdot \sin \gamma_0. \quad (3)$$

$$x_{C1}^A = l + c \cdot \cos(\gamma_0 + \gamma^m);$$

$$y_{C1}^A = c \cdot \sin(\gamma_0 + \gamma^m). \quad (4)$$

Подставляя (3), (4) в (1), (2) соответственно, получаем

$$l_0 \cdot c \cdot \cos \gamma_0 - m_0 \cdot c \cdot \sin \gamma_0 + l_0 = 0,$$

$$l_1 \cdot c \cdot \cos(\gamma_0 + \gamma^m) -$$

$$m_1 \cdot c \cdot \sin(\gamma_0 + \gamma^m) + l_1 = 0,$$

где

$$l_0 = \sin \varphi_0; \quad m_0 = \cos \varphi_0;$$

$$l_1 = \sin(\varphi_0 + \theta); \quad m_1 = \cos(\varphi_0 + \theta).$$

Отсюда длина коромысла CD

$$c = l_0 / (m_0 \cdot \sin \gamma_0 - l_0 \cdot \cos \gamma_0) = \\ = l_1 / (m_1 \cdot \sin(\gamma_0 + \gamma^m) - \\ - l_1 \cdot \cos(\gamma_0 + \gamma^m)). \quad (5)$$

Используя (5) и опуская промежуточные выкладки, получим начальный угол коромысла CD

$$\gamma_0 = \operatorname{arctg} \{ [n_0(l_1 \cos \gamma^m + \\ + m_1 \sin \gamma^m) - n_1 l_0] / [n_0(l_1 \sin \gamma^m \\ - m_1 \cos \gamma^m) + n_1 \cdot m_0] \}.$$

Для определения длины a кривошипа AB и длины b шатуна BC найдем по формулам (3), (4) координаты точек C_0, C_1 .

Координаты точек B_0, B_1 :

$$x_{B0}^A = a \cdot \cos \varphi_0;$$

$$y_{B0}^A = a \cdot \sin \varphi_0; \quad (6)$$

$$x_{B1}^A = a \cdot \cos(\varphi_0 + \varphi_1);$$

$$y_{B1}^A = a \cdot \sin(\varphi_0 + \varphi_1). \quad (7)$$

Так как

$$b^2 = (x_{C0}^A - x_{B0}^A)^2 + (y_{C0}^A - y_{B0}^A)^2 \\ = (x_{C1}^A - x_{B1}^A)^2 + (y_{C1}^A - y_{B1}^A)^2,$$

то с учетом (6), (7) получим выражение для расчета длины кривошипа AB

$$a = (l_{AC1}^2 - l_{AC0}^2) / [2(x_{C1}^A \times \\ \cos(\varphi_0 + \varphi_1) + y_{C1}^A \cdot \sin(\varphi_0 + \varphi_1) \\ - x_{C0}^A \cdot \cos \varphi_0 - y_{C0}^A \cdot \sin \varphi_0)],$$

где

$$l_{AC0}^2 = (x_{C0}^A)^2 + (y_{C0}^A)^2;$$

$$l_{AC1}^2 = (x_{C1}^A)^2 + (y_{C1}^A)^2.$$

Длина шатуна BC

$$b = (l + c \cdot \cos \gamma_0) / \sin \varphi_0 - a.$$

Приращение перемещения коромысла CD на интервале выстоя

$$\Delta \gamma = \gamma_{\max} - \gamma^m,$$

где угол

$$\gamma_{\max} =$$

$$= \arccos[((b-a)^2 - c^2 - 1) / (2c)]$$

Итак, кинематические па-

Таблица 1

Параметры механизма при $\gamma^m = const$

№ вар.	ψ^m	φ_B	θ	a	b	c	d	e	f	ψ_0	$\Delta\psi/\psi^m$
1	45	120	15	0,333	1,052	0,720	0,763	1,727	0,250	60,0	0,85
2	30	120	15	0,333	1,052	0,720	0,391	1,420	0,250	60,0	0,87
3	45	80	15	0,296	1,089	0,720	0,918	1,884	0,250	60,0	0,16
4	45	120	0	0,285	0,814	0,552	0,701	1,664	0,250	60,0	1,38

метры четырехзвенника $ABCD$ определены. Рассмотрим двухкоромысловый четырехзвенник $DEFG$.

Зададим длину коромысла $GF = f$, а также его угловое начальное положение ψ_0 . При этом координаты точек F_0, F_1 в системе D :

$$x_{F0}^D = l + f \cdot \cos \psi_0;$$

$$y_{F0}^D = f \cdot \sin \psi_0;$$

$$x_{F1}^D = l + f \cdot \cos(\psi_0 + \psi^m);$$

$$y_{F1}^D = f \cdot \sin(\psi_0 + \psi^m).$$

На интервале выстоя коромысло DE , как и коромысло CD , поворачивается на угол $\Delta\gamma$. Угол, определяющий положение биссектрисы $\Delta\gamma$,

$$\delta'' = \arccos$$

$$(x_{F1}^D / \sqrt{(x_{F1}^D)^2 + (y_{F1}^D)^2}).$$

Угол начального положения коромысла EF

$$\delta_0 = \pi + \delta'' - \Delta\gamma/2 - \gamma^m.$$

Для определения длин d и e коромысла DE и шатуна EF соответственно используем соотношения:

$$\begin{aligned} x_{E0}^D &= d \cdot \cos \delta_0; \quad y_{E0}^D = d \cdot \sin \delta_0; \\ x_{E1}^D &= d \cdot \cos \delta_l; \quad y_{E1}^D = d \cdot \sin \delta_l, \end{aligned} \quad (8)$$

где $\delta_l = \delta_0 + \gamma^m$, а также уравнения связей:

$$\begin{aligned} e^2 &= (x_{F0}^D - x_{E0}^D)^2 + (y_{F0}^D - y_{E0}^D)^2 \\ &= (x_{F1}^D - x_{E1}^D)^2 + (y_{F1}^D - y_{E1}^D)^2. \end{aligned} \quad (9)$$

Решение (9) с учетом (8) позволяет определить длину коромысла DE

$$d = (l_{DF1}^2 - l_{DF0}^2) / [2(x_{F1}^D \cdot \cos \delta_l -$$

$$x_{F0}^D \cdot \cos \delta_0 + y_{F1}^D \cdot \sin \delta_l - y_{F0}^D \cdot \sin \delta_0)]$$

и шатуна EF

$$e =$$

$$\sqrt{(x_{F1}^D - x_{E1}^D)^2 + (y_{F1}^D - y_{E1}^D)^2}$$

Приращение $\Delta\psi$ перемещения коромысла FG на интервале выстоя

$$\Delta\psi = \psi_{max} - \psi^m,$$

где угол

$$\psi_{max} = \arccos[(e-d)^2 - f^2 - 1] / (2f).$$

В заключение, определим угол v между коромыслом DC и коромыслом DE :

$$v = 2\pi - \eta - \delta_0 + \gamma_0.$$

Таким образом, определены кинематические параметры четырехзвенника $DEFG$, а значит и механизма в целом. Т.е., математическая модель шарнирного шестизвездника полностью построена.

Проведем исследование вариантов синтеза при задаваемом значении γ^m , а результаты сведем в табл.1. При этом не будем менять углы φ_0, ψ_0 начальных положений входного и выходного звеньев, так как в противном случае это приведет к фазовому сдвигу циклограммы, устранение которого потребует дополнительных регулировок.

Пусть, для примера, $\gamma^m = 50^\circ$ и область варьирования параметров:

$$30^\circ \leq \psi^m \leq 45^\circ;$$

$$80^\circ \leq \varphi_B \leq 120^\circ; 0^\circ \leq \theta \leq 15^\circ.$$

Приращение угла поворота выходного звена на интервале выстоя для первого (исходного) варианта $\Delta\psi = 0,38^\circ$, что составляет 0,85 % от размаха коро-

мысла ψ^m . Величину $\Delta\psi/\psi^m$, выраженную в процентах, будем называть относительной погрешностью выстоя. Заметим, что предел отношения $\Delta\psi/\psi^m$, допустимый при воспроизведении механизмом приближенного выстоя, на практике может достигать нескольких процентов.

Как следует из табл.1, регулирование размаха выходного звена (вариант 2) можно осуществить изменением только параметров v, d, e , определяющих конфигурацию четырехзвенника $DEFG$. Практически регулирование размаха выходного звена выполняется смещением общего шарнира E по линиям DE и EF при открепленном от вала D , т.е. свободно вращающемся, коромысле DE и неподвижном выходном коромысле FG . После установки шарнира E в новое положение достаточно вновь зафиксировать коромысло DE на валу D . При этом угол v автоматически примет необходимое значение. Фактически сказанное выше означает, что для регулирования размаха выходного коромысла необходимо изменить начальное положение шарнира E .

В варианте 3 меняется только угол интервала выстоя φ_B . Размах ψ^m и угол асимметрии интервалов движения θ постоянны. В данном примере параметры a, b четырехзвенника $ABCD$ изменились, параметр c – длина коромысла CD остался неизменным. Это означает, что в данном варианте регулирования циклограммы ($\theta = const, \psi^m = const$) можно ограничиться изменением па-

метров a, b, d, e . Практически такое регулирование выполняется смещениями начальных положений шарниров B и E . Заметим, что постоянство длины коромысла CD обусловлено фиксированным значением размаха γ^m .

В варианте 4 меняется только угол асимметрии интервалов движения θ . Размах ψ^m и угол интервала выстоя φ_B постоянны. Все промежуточные параметры механизма, как следует из табл. 1, изменились. Это означает, что и в данном варианте регулирования циклограммы необходимо задействовать все параметры обоих четырехзвенников. Практически такое регулирование пришлось бы выполнить смещениями начальных положений шарниров B, C и E (при свободно вращающемся коромысле DE). Вместе с тем можно предположить, что, поскольку параметр γ^m влияет на величины регулирующих параметров, то в некоторых случаях этот параметр можно подобрать так, чтобы число регулирующих параметров уменьшилось, но в общем случае таких параметров пять: a, b, c, d, e . Заметим также, что варьирование угла асимметрии циклограммы с 15° до 0 повысило погрешность выстоя до максимального для всех примеров значения - 1,38%.

Сделаем попытку уменьшить число регулирующих параметров, для чего вместо размаха γ^m коромысла CD будем задавать длину a кривошипа AB . Тогда координаты точек B_0, B_1 определяются из соотношений (6)-(7), а для двух крайних на интервале движения положений коромысла можно составить систему урав-

нений:

$$x_{C0}^A = \operatorname{ctg} \varphi_0 \cdot y_{C0}^A; \quad (10)$$

$$x_{C1}^A = \operatorname{ctg}(\varphi_0 + \theta) \cdot y_{C1}^A; \quad (11)$$

$$(x_{C0}^A - 1)^2 + (y_{C0}^A)^2 = (x_{C1}^A - 1)^2 + (y_{C1}^A)^2 = c^2; \quad (12)$$

$$\begin{aligned} (x_{C0}^A - x_{B0}^A)^2 + (y_{C0}^A - y_{B0}^A)^2 &= \\ (x_{C1}^A - x_{B1}^A)^2 + (y_{C1}^A - y_{B1}^A)^2 &= b^2. \end{aligned} \quad (13)$$

Решая систему (10)-(12), находим

$$y_{C0}^A = 2[\operatorname{ctg} \varphi_0 - K \cdot \operatorname{ctg}(\varphi_0 + \theta)] / [(ctg^2 \varphi_0 + 1) - K^2 \cdot (ctg^2(\varphi_0 + \theta) + 1)],$$

где

$$K = [(x_{B0}^A - 1)\operatorname{ctg} \varphi_0 + y_{B0}^A] /$$

$$[(x_{B1}^A - 1)\operatorname{ctg}(\varphi_0 + \theta) + y_{B1}^A].$$

Отсюда с учетом (10) длина коромысла CD

$$\sqrt{(x_{C0}^A)^2 + (y_{C0}^A)^2};$$

Используя (13), определим длину шатуна BC

$b =$

$$\sqrt{(x_{C0}^A - x_{B0}^A)^2 + (y_{C0}^A - y_{B0}^A)^2}$$

Далее определим начальный угол коромысла CD

$$\gamma_0 = \arccos[(x_{C0}^A - 1) / c]$$

и угол поворота коромысла CD на интервале движения

$$\gamma^m = \arccos[((x_{C0}^A - 1)(x_{C1}^A - 1) + y_{C0}^A \cdot y_{C1}^A) / c^2].$$

Таким образом, по заданным характеристикам циклограммы φ_i, θ при постоянных a и φ_0 можно найти все параметры четырехзвенника $ABCD$, в том числе регулирующие параметры - длины b и c шатуна BC и коромысла CD .

мысла CD .

Выполним примеры синтеза механизма при задаваемой длине кривошипа для приведенных ранее вариантов изменения циклограммы. Результаты синтеза сведены в табл.2.

Как следует из таблицы, регулирование размаха выходного звена (вариант.2) можно осуществить изменением только параметров d, e , определяющих конфигурацию четырехзвенника $DEFG$. Практически регулирование размаха выходного звена выполняется смещением общего шарнира E по линии DE при неподвижном выходном коромысле FG . Так как угол не изменяется, то нет необходимости откреплять коромысло DE от вала D .

Можно сделать вывод, что регулирование размаха выходного звена при $a = \text{const}$ упростилось по сравнению с регулированием при $\gamma^m = \text{const}$.

В варианте 3 меняется только угол интервала выстоя φ_B . Размах ψ^m и угол асимметрии интервалов движения θ постоянны. По сравнению с исходным механизмом все четыре регулирующих параметра данного механизма изменились. Это означает, что для регулирования интервала выстоя необходимо задействовать параметры обоих четырехзвенников. Практически такое регулирование выполняется смещениями начальных положений шарниров C и E (при свободно вращающемся коромысле DE).

В варианте 4 меняется только угол асимметрии интервалов движения θ . Размах ψ^m и угол ин-

Таблица 2

Сводная таблица данных синтеза вариантов механизма при $a=\text{const}=0,333$

N	ψ^m	φ_B	θ	b	c	d	e	f	v_{\max}	$\Delta\psi/\psi^m$
1	45	120	15	1,052	0,720	0,763	1,727	0,250	51,1	0,72
2	30	120	15	1,052	0,720	0,391	1,420	0,250	51,1	0,87
3	45	80	15	1,036	0,709	0,627	1,592	0,250	50,3	0,15
4	45	120	0	0,809	0,571	0,453	1,416	0,250	59,3	1,40
5	40	100	10	0,943	0,647	0,489	1,476	0,250	45,0	0,41

тервала выстоя φ_B постоянны. При регулировании угла асимметрии интервалов движения все промежуточные параметры механизма, как следует из табл. 2, изменились. Практически такое регулирование выполняется смещениями начальных положений шарниров C и E (при свободно вращающемся коромысле DE), не меняя положения шарнира B , что заметно упрощает процедуру регулирования параметров циклограммы механизма.

Рассмотрим общий случай регулирования параметров циклограммы, когда меняются все ее параметры (вариант 5). Нетрудно сделать вывод, что и в общем случае регулирование циклограммы можно осуществить смещением начальных положений шарниров C и E .

В каждом рассмотренном выше примере регулирования параметров циклограммы использовался исходный механизм с одинаковыми значениями φ_0 , a, f, ψ_0 , которые остаются неизменными в процессе регулирования. В дальнейшем будем называть указанные параметры постоянными параметрами механизма.

Очевидно, что этим параметрам следуют задавать такие значения, при которых, например,

обеспечивались бы более благоприятные условия работоспособности путем ограничения углов давлений в шарнирах C и E , уменьшались длины звеньев и др.

Если заданы границы изменения параметров циклограммы, т.е. задана область параметров циклограммы, графически представляющая собой прямоугольный параллелепипед, то следует подобрать постоянные параметры так, чтобы синтезированный механизм удовлетворял условиям синтеза во всей области. Для этого достаточно выполнить синтез механизма для двух смежных вершин параллелепипеда:

$$1) \psi^m = \psi^{m \max}; \varphi_B = \varphi_{B \max}; \\ \theta = \theta_{\max};$$

$$2) \psi^m = \psi^{m \ max}; \varphi_B = \varphi_{B \max}; \\ \theta = \theta_{\min}.$$

Если в данных «экстремальных» точках механизм существует и соответствует условиям синтеза, то, с большой вероятностью, он также будет удовлетворять условиям синтеза во всех остальных точках области.

Анализ данных табл.2 показывает, что исходный вариант (вариант 1) механизма и вариант 4 соответствуют экстремальным точкам области параметров циклограммы; остальные варианты также соответствуют области параметров. В табл. 2 сведены

параметры циклограммы, соответствующие регулирующие параметры механизма и его характеристики – максимальный угол давления ψ_{\max} и погрешность выстоя. Процедура определения угла давления в настоящей статье не рассматривается.

Выводы

1. Построена математическая модель шестизвездного шарнирного механизма, позволяющая осуществлять его проектирование с переналаживаемыми параметрами.

2. Определены регулирующие и постоянные параметры регулирования циклограммы.

3. Число регулирующих параметров зависит от выбора постоянных параметров механизма, например, при $a = const$ число регулирующих параметров равно 4, а при $\gamma^m = const - 5$.

4. В общем случае регулирование циклограммы можно осуществить смещением начальных положений шарниров C и E .

5. Если в заданных «экстремальных» точках механизм существует и соответствует условиям синтеза, то, с большой вероятностью, он также будет удовлетворять условиям синтеза во всех остальных точках области.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Хомченко В.Г. Проектирование плоских рычажных механизмов цикловых машин-автоматов и манипуляторов.- Омск: Изд-во ОмГТУ, 1995. 152с.
- Хорунжин В.С., Хомченко В.Г., Бакшеев В.А. Проектирование пространственных рычажных механизмов цикловых машин-автоматов с остановками рабочих органов. Монография. -Кемеровский технологич. ин-т пищ. пром. - Кемерово, 2000.-188 с.

□ Авторы статьи:

Хорунжин
Владимир Степанович
-докт.техн. наук, проф. каф. «Металлорежущие станки и инструменты»

Бакшеев
Владимир Александрович
-канд.техн.наук, доц. каф. «Теоретическая
механика и ТММ» КемТИПП

Кушнаренко
Алексей Владимирович
-аспирант КемТИПП