

УДК: 621.01-52.+621.865.8

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ШЕСТИЗВЕННОГО ШАРНИРНОГО МЕХАНИЗМА С ПРИБЛИЖЕННЫМ ВЫСТОЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА И РЕГУЛИРУЕМЫМИ ПАРАМЕТРАМИ ЦИКЛОГРАММЫ

Бакшеев В.А Хорунжин В.С., Хомченко В.Г.

*Кемеровский технологический институт пищевой промышленности,
Омский государственный технический университет*

Разработана математическая модель пространственного шарнирного шести-звенника, позволяющая синтезировать механизмы с приближенным выстоем выходного звена и регулируемыми параметрами циклограммы. Приведен пример синтеза, доказывающий работоспособность предлагаемой модели. Показана возможность регулирования параметров циклограммы движения выходного звена пространственного шарнирного шестизвенника с приближенной остановкой за счет изменения длин его звеньев.

ЧАСТЬ 1. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Проектирование машин с переналаживаемыми параметрами на сегодняшний день является одной из актуальных задач машиностроения. Обзор механизмов с регулируемыми параметрами циклограмм и методов их синтеза показал, что такие механизмы востребованы в различных отраслях промышленности, в том числе в станкостроительной. Среди них большое распространение получили шарнирные механизмы второго класса.

Как показано в работе [1], получить движение выходного звена плоского механизма по заданной циклограмме с приближенным выстоем в крайнем положении можно с помощью двух четырехзвенников – исходного и присоединяемого, причем первый из них формирует интервалы движения и выстоя, а второй «улучшает» выстой и обеспечивает требуемый размах выходного звена. В работе [2] предложена методика синтеза пространственных рычажных механизмов с приближенными выстоями выходного звена по заданной циклограмме без регулирования ее параметров. Поставим задачу геометрического синтеза пространственного шарнирного механизма с регулируемыми параметрами циклограммы. Задачу решим в два этапа. На первом этапе разработаем математическую модель шестизвенника, а на втором рассмотрим возможность регулирования параметров циклограммы за счет изменения длин звеньев механизма.

На рис.1 изображена схема шестизвенного механизма, включающего исходный кривошипно-коромысловый четырехзвенник $ABCD$ и присоединяемый двухкоромысловый четырехзвенник $EFGH$. Заданы оси вращения Z, Z_1, Z_2 кривошипа и коромысел, а также положения шар-

нирных точек A, D, E, H . Кроме того, заданы вспомогательные системы координат $X^A Y^A Z^A, X^D Y^D Z^D, X^E Y^E Z^E, X^H Y^H Z^H$ с центрами в указанных шарнирных точках, причем оси X^A, X^D и оси X^E, X^H попарно лежат в одной плоскости.

Определим параметры четырехзвенника $ABCD$ по заданным характеристикам циклограммы: углу j_1 поворота кривошипа на первом интервале движения и углу выстоя j_B . Зададим угол j_0 начального положения кривошипа AB_0 . В системе координат $X^A Y^A Z^A$ уравнение плоскости, параллельной оси Z^A и содержащей прямую AB_0 , имеет вид

$$\sin j_0 x^A - \cos j_0 y^A = 0.$$

Угол асимметрии интервалов движения $q = j_1 + j_B/2 - p$. Этот угол, добавленный к углу j_0 , определяет положение биссектрисы $B_s B_s'$ угла выстоя j_B . Запишем уравнение биссектрисной плоскости

$$\sin(j_0 + q) x^A - \cos(j_0 + q) y^A = 0.$$

При переходе к системе координат $X^D Y^D Z^D$ указанные плоскости пересекаются с плоскостью $X^D Y^D$ по линиям

$$L_0: l_0 x^D + m_0 y^D + n_0 = 0;$$

$$L_1: l_1 x^D + m_1 y^D + n_1 = 0,$$

где $l_0 = T_{xx}^{DA} \sin j_0 - T_{xy}^{DA} \cos j_0$; $m_0 = T_{yx}^{DA} \sin j_0 - T_{yy}^{DA} \cos j_0$;

$$n_0 = x_D^A \sin j_0 - y_D^A \cos j_0; l_1 =$$

$$= T_{xx}^{DA} \sin(j_0 + q) - T_{xy}^{DA} \cos(j_0 + q);$$

$$m_1 = T_{yx}^{DA} \sin(j_0 + q) - T_{yy}^{DA} \cos(j_0 + q); n_1 =$$

$$= x_D^A \sin(j_0 + q) - y_D^A \cos(j_0 + q).$$

Здесь T^{DA} – матрица направляющих косинусов системы $X^D Y^D Z^D$ относительно системы $X^A Y^A Z^A$; x_D^A, y_D^A – координаты точки D в системе $X^A Y^A Z^A$.

Зададим длину кривошипа $AB = a$, а значит и положения точек B_0, B_1 . Тогда в системе координат $X^D Y^D Z^D$ для двух крайних на интервале движения положений коромысла CD можно составить систему уравнений:

$$\begin{aligned} l_0 x^D_{C0} + m_0 y^D_{C0} + n_0 &= 0; \\ l_1 x^D_{C1} + m_1 y^D_{C1} + n_1 &= 0; \\ x^D_{C0}{}^2 + y^D_{C0}{}^2 = x^D_{C1}{}^2 + y^D_{C1}{}^2 &= c^2; \\ (x^D_{C0} - x^D_{B0})^2 + (y^D_{C0} - y^D_{B0})^2 + (z^D_{B0})^2 &= \\ = (x^D_{C1} - x^D_{B1})^2 + (y^D_{C1} - y^D_{B1})^2 + (z^D_{B1})^2 &= b^2. \end{aligned} \quad (1)$$

Решение системы (1) не вызывает трудностей и позволяет найти длины b и c шатуна BC и CD соответственно, а также угол g^m поворота коромысла CD на интервале движения (вывод опущен).

После определения наибольшего размаха g_{max} коромысла CD (решение общеизвестно) можно найти перемещение коромысла CD на интервале выстоя $Dg = g_{max} - g^m$.

Определим параметры присоединяемого четырехзвенника $EFGH$ по заданному размаху y^m коромысла GH на интервале движения. Зададим длину коромысла $GH = g$, а также его угловое начальное положение y_0 . При этом станут из-

вестны положения точек G_0, G_1 . На интервале выстоя коромысло EF , как и коромысло CD , поворачивается на угол Dg . Учитывая, что плоскость, включающая биссектрису этого угла и точку G_1 , перпендикулярна плоскости вращения коромысла EF , угол, определяющий положение указанной биссектрисы, $e_s = \arccos(x^E_{G1} / \dot{O}[(x^E_{G1})^2 + (y^E_{G1})^2])$.

Угол начального положения коромысла EF : $e_0 = p + e_s - Dg/2 - g^m$. Для определения длин e и f коромысла EF и шатуна FG соответственно используем соотношения:

$$x^E_{F0} = e \cos e_0; y^E_{F0} = e \sin e_0; z^E_{F0} = 0; \quad (2)$$

$$x^E_{F1} = e \cos e_1; y^E_{F1} = e \sin e_1; z^E_{F1} = 0, \quad (3)$$

где $e_1 = e_0 + g^m$, а также уравнения связей:

$$(x^E_{G0} - x^E_{F0})^2 + (y^E_{G0} - y^E_{F0})^2 + (z^E_{G0})^2 = f^2;$$

$$(x^E_{G1} - x^E_{F1})^2 + (y^E_{G1} - y^E_{F1})^2 + (z^E_{G1})^2 = f^2. \quad (4)$$

Решение системы (4) с учетом соотношений (2) и (3) позволяет определить длины e, f коромысла EF и шатуна FG (вывод опущен).

Таким образом, кинематические параметры присоединяемого четырехзвенника $EFGH$ и механизма в целом определены.

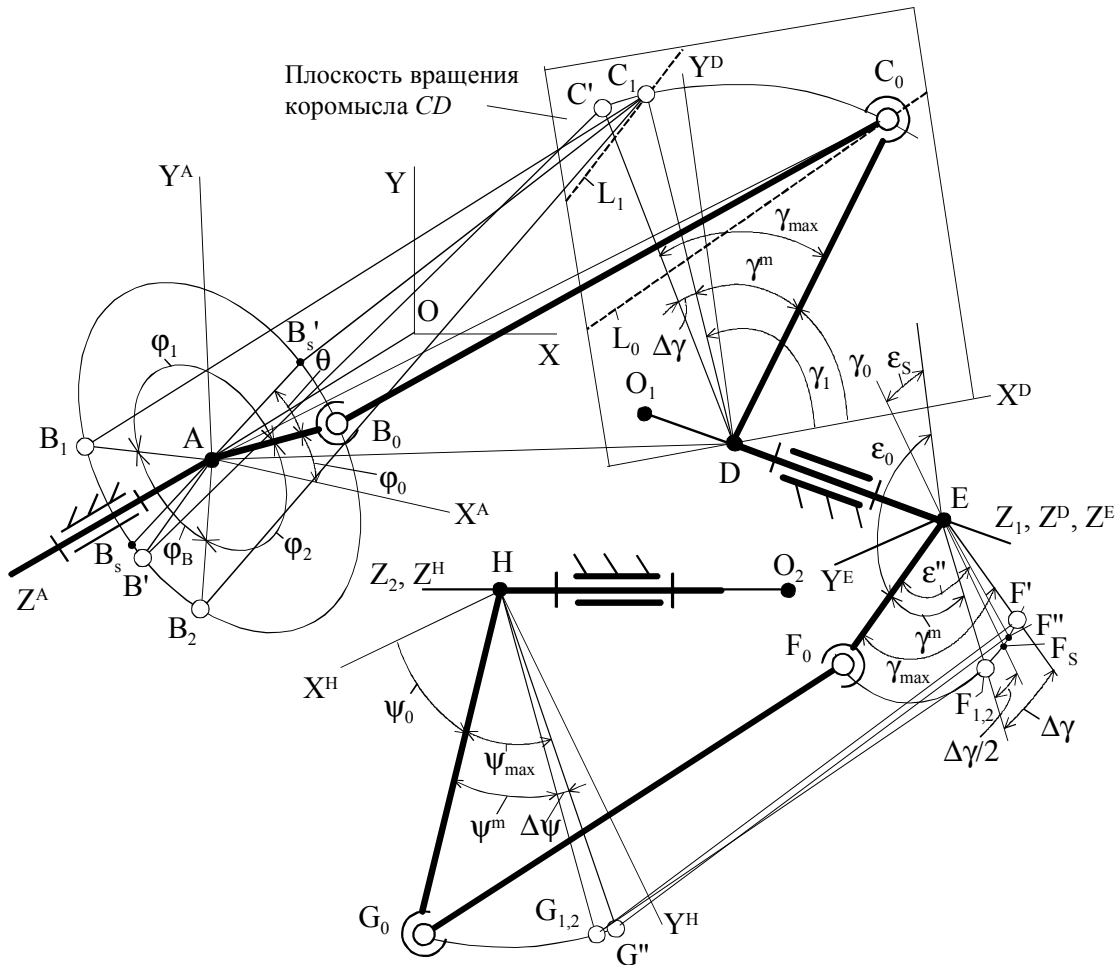


Рисунок 1. Схема шарнирного шестизвенного механизма

Угол асимметрии интервалов движения $q = j_1 + j_B/2 - p$. Этот угол, добавленный к углу j_0 , определяет положение биссектрисы $B_s B_s'$ угла выстоя j_B . Запишем уравнение биссектрисной плоскости

$$\sin(j_0 + q)x^A - \cos(j_0 + q)y^A = 0.$$

При переходе к системе координат $X^D Y^D Z^D$ указанные плоскости пересекаются с плоскостью $X^D Y^D$ по линиям

$$L_0: l_0 x^D + m_0 y^D + n_0 = 0;$$

$$L_1: l_1 x^D + m_1 y^D + n_1 = 0,$$

$$\text{где } l_0 = T^{DA}_{xx} \sin j_0 - T^{DA}_{xy} \cos j_0; m_0 =$$

$$= T^{DA}_{yx} \sin j_0 - T^{DA}_{yy} \cos j_0;$$

$$n_0 = x^A_D \sin j_0 - y^A_D \cos j_0; l_1 =$$

$$= T^{DA}_{xx} \sin(j_0 + q) - T^{DA}_{xy} \cos(j_0 + q);$$

$$m_1 = T^{DA}_{yx} \sin(j_0 + q) - T^{DA}_{yy} \cos(j_0 + q); n_1 =$$

$$= x^A_D \sin(j_0 + q) - y^A_D \cos(j_0 + q).$$

Здесь T^{DA} – матрица направляющих косинусов системы $X^D Y^D Z^D$ относительно системы $X^A Y^A Z^A$; x^A_D, y^A_D – координаты точки D в системе $X^A Y^A Z^A$.

Зададим длину кривошипа $AB = a$, а значит и положения точек B_0, B_1 . Тогда в системе координат $X^D Y^D Z^D$ для двух крайних на интервале движения положений коромысла CD можно составить систему уравнений:

$$l_0 x^D_{C0} + m_0 y^D_{C0} + n_0 = 0;$$

$$l_1 x^D_{C1} + m_1 y^D_{C1} + n_1 = 0;$$

$$x^D_{C0^2} + y^D_{C0^2} = x^D_{C1^2} + y^D_{C1^2} = c^2; \tag{1}$$

$$(x^D_{C0} - x^D_{B0})^2 + (y^D_{C0} - y^D_{B0})^2 + (z^D_{B0})^2 =$$

$$= (x^D_{C1} - x^D_{B1})^2 + (y^D_{C1} - y^D_{B1})^2 + (z^D_{B1})^2 = b^2.$$

Решение системы (1) не вызывает трудностей и позволяет найти длины b и c шатуна BC и CD соответственно, а также угол g^m поворота коромысла CD на интервале движения (вывод опущен).

После определения наибольшего размаха g_{max} коромысла CD (решение общеизвестно) можно найти перемещение коромысла CD на интервале выстоя $Dg = g_{max} - g^m$.

Определим параметры присоединяемого четырехзвенника $EFGH$ по заданному размаху u^m коромысла GH на интервале движения. Зададим длину коромысла $GH = g$, а также его угловое

Таблица 1. Результаты расчета

j_0	a	b	c	e	f	g	u_0
35,0	101,7	237,5	179,2	284,8	532,4	100,0	60,0

Приращение угла поворота выходного звена на интервале выстоя $Dy = 0,32^\circ$, что составляет 0,72 % от размаха коромысла u^m .

начальное положение u_0 . При этом станут известны положения точек G_0, G_1 . На интервале выстоя коромысло EF , как и коромысло CD , поворачивается на угол Dg . Учитывая, что плоскость, включающая биссектрису этого угла и точку G_1 , перпендикулярна плоскости вращения коромысла EF , угол, определяющий положение указанной биссектрисы, $e_s = \arccos(x^E_{G1} / \sqrt{(x^E_{G1})^2 + (y^E_{G1})^2})$.

Угол начального положения коромысла EF : $e_0 = p + e_s - Dg/2 - g^m$. Для определения длин e и f коромысла EF и шатуна FG соответственно используем соотношения:

$$x^E_{F0} = e \cos e_0; y^E_{F0} = e \sin e_0; z^E_{F0} = 0; \tag{2}$$

$$x^E_{F1} = e \cos e_1; y^E_{F1} = e \sin e_1; z^E_{F1} = 0, \tag{3}$$

где $e_1 = e_0 + g^m$, а также уравнения связей:

$$(x^E_{G0} - x^E_{F0})^2 + (y^E_{G0} - y^E_{F0})^2 + (z^E_{G0})^2 = f^2;$$

$$(x^E_{G1} - x^E_{F1})^2 + (y^E_{G1} - y^E_{F1})^2 + (z^E_{G1})^2 = f^2. \tag{4}$$

Решение системы (4) с учетом соотношений (2) и (3) позволяет определить длины e, f коромысла EF и шатуна FG (вывод опущен).

Таким образом, кинематические параметры присоединяемого четырехзвенника $EFGH$ и механизма в целом определены.

С использованием вышеприведенных зависимостей синтезируем пространственный рычажный механизм с характеристиками циклограммы:

угол 1-го интервала движения $j_1 = 135^\circ$; угол интервала выстоя $j_B = 120^\circ$; угол 2-го интервала движения $j_2 = 105^\circ$; размах выходного коромысла EH на интервале движения $u^m = 45^\circ$.

Пусть ось вращения кривошипа совпадает с осью Z исходной системы координат с центром в точке O . Оси вращения Z_1, Z_2 имеют начальные точки $O_1(100; 50; 0), O_2(100; -200; 0)$ и направляющие косинусы единичных векторов $z_1 = \{0,707; 0; 0,707\}, z_2 = \{1; 0; 0\}$. Расстояния, определяющие положения шарнирных точек A, D, E, H : $l_{OA} = 200; l_{OID} = 100; l_{OIE} = 200; l_{O2H} = 100$. При этом размерность линейных величин – мм, угловых – град. Результаты расчета сведем в табл.1.

Поставленная задача по разработке математической модели решена и подкреплена примером.

ЧАСТЬ 2. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛОГРАММЫ

После синтеза механизма по заданной (исходной) циклограмме будем изменять характеристики последней за счет регулирования некоторых параметров механизма. В качестве регулирующих параметров могут использоваться, вообще говоря, любые кинематические параметры механизма, однозначно определяющие его схему. В данном механизме (рис.2) это длины звеньев a, b, c, e, f, g и угол η . Кроме того, на конфигурацию механизма влияют положения шарнирных точек A, D, E, H , задаваемые расстояниями l_A, l_D, l_E, l_H от опорных точек O, O_1, O_2 соответственно, которые в некоторых случаях тоже могут быть варьируемыми.

Проведем исследование возможности регулирования параметров циклограммы на конкретном примере. Для этого рассмотрим различные варианты регулирования ее характеристик за счет параметров механизма. При этом не будем менять углы $j_0 = 35^\circ, y_0 = 60^\circ$ начальных положений входного и выходного звеньев, так как в противном случае это приведет к фазовому сдвигу циклограммы, устранение которого потребует дополнительных регулировок.

Пусть исходный механизм имеет следующие параметры циклограммы (нулевой вариант данных):

$$j_1 = 135^\circ; j_B = 120^\circ; j_2 = 105^\circ; y^m = 45^\circ.$$

Для сравнительного анализа регулирующих параметров механизма по различным циклограммам результаты синтеза сведем в табл.2.

Здесь же представим максимальный угол давления u_{max} (принятое ограничение на синтез по углу давления составляет 60°) и погрешность выстоя Dy/y^m , выраженную в процентах.

Рассмотрим варианты регулирования параметров циклограммы.

Вариант 1. Пусть меняется только размах выходного звена y^m . Новые параметры циклограммы:

$$j_1 = 135^\circ; j_B = 120^\circ; \\ j_2 = 105^\circ (q = 15^\circ); y^m = 30^\circ.$$

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

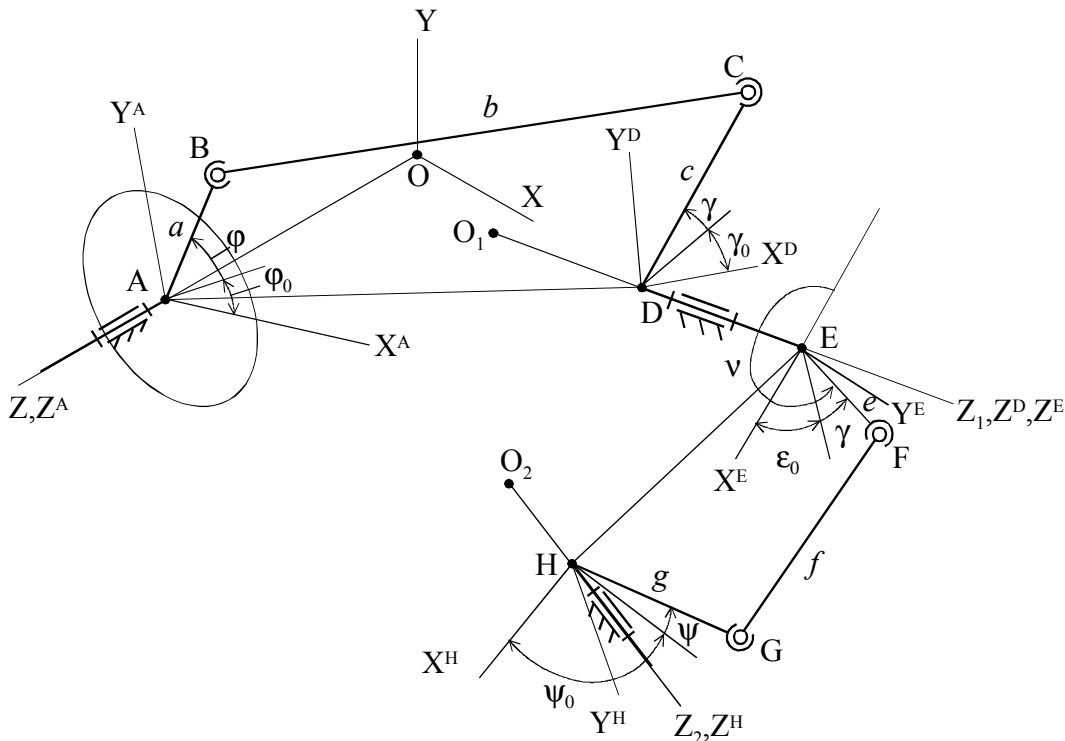


Рисунок 2. Пространственный шарнирный шестизвенник

Вариант 2. Меняется только угол интервала выстоя j_B . Размах y^m и угол асимметрии интервалов движения q постоянны. Новые параметры циклограммы: $j_1 = 150^\circ$; $j_B = 90^\circ$; $j_2 = 120^\circ$ ($q = 15^\circ$); $y^m = 45^\circ$.

В данном примере все параметры четырехзвенника $ABCD$ не изменились. Это означает, что и в данном варианте регулирования циклограммы можно ограничиться изменением только параметров e, f (назовем эти параметры активными).

Вариант 3. Меняется только угол асимметрии интервалов движения q . Размах y^m и угол интервала выстоя j_B постоянны.

Новые параметры циклограммы: $j_1 = 120^\circ$; $j_B = 120^\circ$; $j_2 = 120^\circ$ ($q = 0^\circ$); $y^m = 45^\circ$.

Все промежуточные параметры механизма, как следует из табл.2, изменились. Это означает, что и в данном варианте регулирования циклограммы необходимо задействовать параметры обоих четырехзвенников. Практически такое регулирование выполняется смещениями началь-

ных положений шарниров C и F (при свободно вращающемся коромысле EF).

Вариант 4. Меняется все параметры циклограммы (общий случай).

Пусть новая циклограмма имеет следующие параметры:

$$j_1 = 140^\circ; j_B = 100^\circ; \\ j_2 = 120^\circ (q = 10^\circ); y^m = 40^\circ.$$

Результаты синтеза аналогичны варианту 3.

Таким образом, нетрудно сделать вывод, что и в общем случае регулирование циклограммы можно осуществить смещением начальных положений шарниров C и F . В каждом рассмотренном выше примере регулирования параметров циклограммы мы использовали исходный механизм с одинаковыми значениями параметров j_0, a, g, y_0 , которые остаются неизменными в процессе регулирования. В дальнейшем будем называть указанные параметры постоянными параметрами механизма.

Таблица 2. Сводная таблица вариантов синтеза механизма

N	y^m	j_B	q	b	c	e	f	u_{max}	Dy/y^m
0	45	120	15	237,5	179,2	284,8	532,4	52,5	0,72
1	30	120	15	237,5	179,2	140,2	425,4	52,5	0,74
2	45	90	15	237,5	179,2	245,8	496,2	52,5	0,20
3	45	120	0	188,0	146,8	189,0	443,2	60,0	0,92
4	40	100	10	216,7	164,6	187,0	450,5	48,2	0,32

Очевидно, что этим параметрам следует задавать такие значения, при которых, например, обеспечивались бы более благоприятные условия работоспособности путем ограничения углов давлений в шарнирах C и F , уменьшались длины звеньев и т.д.

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 необходимо выполнить синтез механизма для двух смежных вершин параллелепипеда:

- 1) $y^m = y^m_{max}; j_B = j_{Bmax}; q = q_{max};$
- 2) $y^m = y^m_{min}; j_B = j_{Bmin}; q = q_{min}.$

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.

Приведем пример.

Пусть для синтезированного механизма за-

дана следующая область параметров циклограммы:

$$30^\circ \leq y^m \leq 45^\circ; \\ 90^\circ \leq j_B \leq 120^\circ; \\ 0^\circ \leq q \leq 15^\circ.$$

Тогда исходный вариант (вариант 0) механизма и вариант 1 соответствуют экстремальным точкам области параметров циклограммы; остальные варианты также соответствуют области параметров, о чем свидетельствуют данные, представленные в табл.2.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хомченко В.Г. Проектирование плоских рычажных механизмов цикловых машин-автоматов и манипуляторов. - Омск: Изд-во ОмГТУ, 1995.-155с.
2. Хорунжин В.С., Хомченко В.Г., Бакшеев В.А. Проектирование пространственных рычажных механизмов цикловых машин-автоматов с остановками рабочих органов. - Кемерово: Изд-во Кемеровский технологич. ин-т пищ. пром., 2000.-188 с.

A GEOMETRICAL SYNTHESIS OF HINGE SIX-BAR LINKAGE MECHANISM WITH APPROXIMATE DWELL OF OUTPUT LINK AND CONTROLLABLE PARAMETERS OF CYCLOGRAM

Baksheev V.A., Horungin V.S., Homchenko V.G.
*Kemerovo technological institute of food industry,
Omsk state technical university*

PART 1. CREATION OF THE QUANTITATIVE MODEL

Quantitative model of spatial hinge six-bar linkage is developed, allowing synthesizing mechanisms with approximate dwell of output link and controllable parameters of cyclogram. We have shown the example of synthesis proving the robustness of our model.

PART 2. CONTROLLING THE PARAMETERS OF CYCLOGRAM

We are showing the possibility of controlling the parameters of cyclogram of output link movements of spatial hinge six-bar linkage with approximate stoppage because of changing of its links' lengths.