

Однако такое точное движение возможно лишь при абсолютно точном выполнении всех звеньев механизма по длине, т.е. при условии  $PB=PD$ ,  $AB=BC=CD=DA$ .

На практике обеспечить это условие невозможно, а потому возникает задача о нахождении истинного движения точки  $C$ . Обратимся к этой задаче

с использованием теории точности механизма по Н.Г.Бруевичу [2].

Оценим, насколько точно механизм на практике будет осуществлять предписанный закон движения. Первичными ошибками инверсора являются:  $\Delta q_{PP1}$  - ошибка в расстоянии между стойками  $P$  и  $P_1$ , и  $\Delta q_1, \Delta q_2, \Delta q_3, \Delta q_4, \Delta q_5, \Delta q_6, \Delta q_7$  - ошибки в длинах соответствующих звеньях.

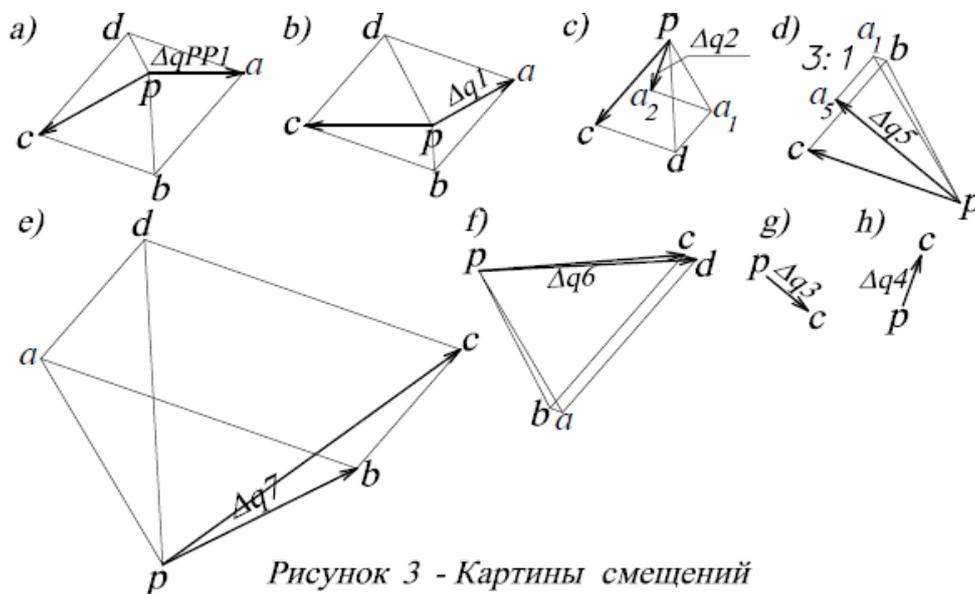


Рисунок 3 - Картины смещений

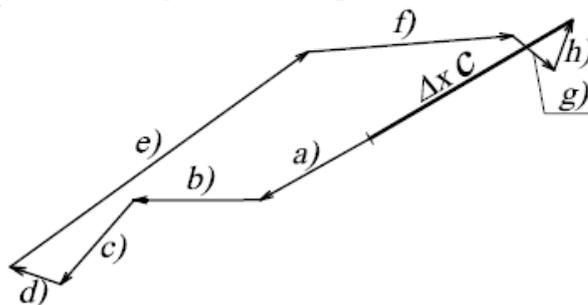


Рисунок 4 - Общая ошибка положения

Задавая последовательно принятые ошибки, как возможные относительные смещения между звеньями, можно построить восемь схем преобразованных (рис.2) механизмов по числу заданных ошибок, и по ним, методом планов смещений, найти ошибки смещения выходной точки  $C$  инверсора. Картины смещений показаны на рисунке 3. На них смещение точки  $C$  представляется вектором  $\overline{pc}$  в соответствующем масштабе.

Геометрическое сложение первичных ошибок позволяет найти общую ошибку заданного положения центра шарнира  $C$ . Именно на такую величину  $\Delta x_C$  отклонится истинное положение точки  $C$  от прямой линии. Нахождение всех возможных отклонений положения точки  $C$  в  $N$  положениях механизма может быть истинным законом движения шарнира  $C$ .

Научный руководитель: Дворников Л.Т., д.т.н., профессор

**Список литературы**

1. Л.Д. Рузинов Проектирование механизмов точными методами / Л.Д. Рузинов -М.: «Машиностроение», 1972.-192 с.
2. Бруевич Н.Г. Точность механизмов. - М.: Госиздат технико-теоретической литературы, 1946.-332 с.

**ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ С БЕЗВОДИЛЬНЫМ САТЕЛЛИТОМ**

Киселева О.С.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия

Под безводильным сателлитом понимается зубчатое колесо планетарного механизма с подвижной геометрической осью, не имеющее непосредственного контакта с водилом. Простейшая схема механизма с безводильным сателлитом показана на рисунке 1,а, где обозначена, 1- центральное ведущее колесо, 2-безводильный сателлит, 3- неподвижное колесо с внутренним зацеплением.

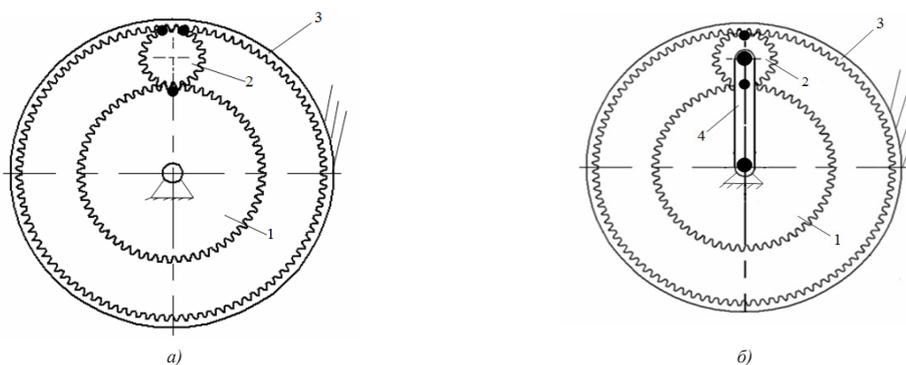


Рисунок 1- Односателлитный планетарный механизм

Совершенно очевидно, что если задать центральному колесу 1 движение, то и сателлит 2 будет двигаться вполне определенно, т.е. подвижность такого механизма равна единице,  $W=1$ . Этот механизм описывается формулой Чебышева П.Л.

$$W=3n-2p_5-p_4 \quad (1)$$

где  $n$ -число подвижных звеньев механизма,  $p_5$ -число одноподвижных кинематических пар (шарниров) пар в нем,  $p_4$ - число двухподвижных пар - высших.

В рассматриваемом механизме (рисунок 1а) подвижность  $W=1$ , звеньев  $n=2$  (колеса 1 и 2), одноподвижных кинематических пар  $p_5=1$  (соединение колеса 1 со стойкой 0). Если подставить  $W=1$ ,  $n=2$  и  $p_5=1$  в формулу (1) и решить ее относительно  $p_4$ , то получим  $p_4=3$ . Это означает, что определенность движения в механизме достигается тем, что сателлит 2 входит в соединение с ведущим звеном и неподвижным колесом в три двухподвижные пары  $p_4$  т.е. вполне устанавливается через три точки, при этом меха-

низм оказывается работоспособен. Недостаток такого механизма заключается в том, что снять движение с сателлита весьма затруднительно. Хорошо известно решение этой задачи через непосредственное соединение сателлита с водилом, как это показано на рисунке 1,б. В этом случае число звеньев становится равным трем ( $n=3$ ), это - колесо 1, сателлит 2 и водило 4. Сателлит теперь устанавливается в механизме через одну точку в соединении с водилом ( $p_5$ ) и двумя точками в соединении с центральными колесами ( $p_4=2$ ), при этом водило входит в соединение со стойкой парой  $p_5$ , т.е. по (1) получим, что описанный механизм имеет подвижность  $W=1$ .

Вполне возможна и иная конструкция планетарного односателлитного механизма, позволяющая обеспечить соединение безводильного сателлита с водилом. Для того, чтобы сателлит не потерял возможности самоустанавливаться через 3 кинематические пары  $p_4$  на центральных колесах, необходимо связать его с водилом через дополнительный рычаг, как это показано на рисунке 2.

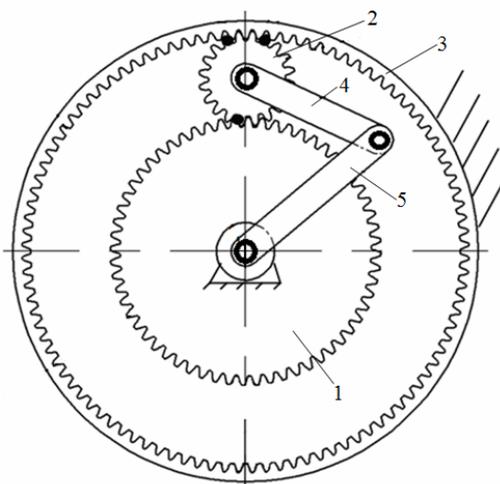


Рисунок 2 – Планетарный механизм с дополнительным рычагом

В такой схеме планетарного механизма общее число подвижных звеньев  $n=4$ , число одноподвижных кинематических пар  $p_5=4$ , число двухподвижных пар  $p_4=3$  и подвижность его по формуле (1) становится равной единице. Структурно такой механизм состоит из ведущего звена 1 и двух последовательно соединенных групп нулевой подвижности, сателлита

2 с тремя парами  $p_4$  и диады 4-5. Безводильные сателлиты получили широкое применение в шестеренных гидромашинах с переменным объемом рабочей камеры.

Научный руководитель: Дворников Л.Т., д.т.н., профессор

**КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ  
КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА  
УАТТА АНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ**

Ковалева М.П.

*Сибирский государственный индустриальный  
университет, Новокузнецк, Россия*

Первая паровая машина в виде так называемого полного параллелограмма Уатта, была запатентована им в 1784г.[1]. Кинематическая схема параллелограмма приведена на рисунке 1.

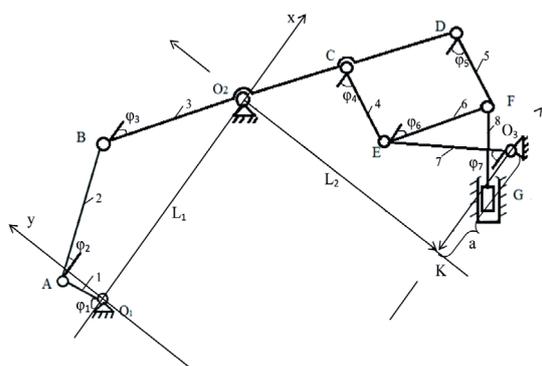


Рисунок 1- Кинематическая схема параллелограмма Уатта

При подаче пара в цилиндр G поршень начинает двигаться возвратно-поступательно и через шток передает движение в точке F звеньям 5,6, которые через систему звеньев 7,4,3,2 и 1 приводит к непрерывно-вращательному движению кривошипа I (AO<sub>1</sub>). Чтобы изучить, по какой траектории в действительности движется точка F, оторвем её от поршня δ и проведем аналитическое исследование этого механизма.

Зададимся исходными параметрами: длинами звеньев - l<sub>1</sub>, l<sub>2</sub>, l<sub>3</sub>, l<sub>4</sub>, l<sub>5</sub>, l<sub>6</sub>, l<sub>7</sub>, l<sub>8</sub> и заданным углом поворота - φ<sub>1</sub> кривошипа, α<sub>0</sub> – угол поворота декартовой системы координат. Свяжем механизм с неподвижной системой координат XO<sub>1</sub>Y, её выбираем таким обра-

$$\begin{aligned} \sum X &= O_2D * \cos \varphi_3 - DF * \cos \varphi_5 + FE * \cos \varphi_6 - EO_3 * \cos \varphi_7 = 0, \\ \sum Y &= -O_2D * \sin \varphi_3 - DF * \sin \varphi_5 - FE * \sin \varphi_6 + EO_3 * \sin \varphi_7 = 0. \end{aligned}$$

По известным значениям углов φ, полученным из (1), (2), (3) найдем уравнение движения точки F, по которому легко определить истинное движение этой точки.

*Научный руководитель: Дворников Л.Т., д.т.н., профессор*

**Список литературы**

Чебышев П.Л. «О параллелограммах». Полное собрание сочинений П.Л. Чебышева, том IV. Теория механизмов. Издательство АН СССР, Москва-Ленинград, 1948. с. 51-53.

**ПРИВОД НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ**

Фомин А.С., Маракулина М.М.

*Сибирский государственный индустриальный  
университет, Новокузнецк, Россия,  
e-mail: alexey-nvkz@mail.ru*

В поршневом насосе (рисунок 1) кривошип, шатун и поршень, определяющие его продольный габарит, движутся в одной плоскости [1, стр. 406]. В

зоне, что начало координат совпадает с неподвижным шарниром O<sub>1</sub>. Обозначим углы поворота звеньев механизма как φ<sub>2</sub>, φ<sub>3</sub>, φ<sub>4</sub>, φ<sub>5</sub>, φ<sub>6</sub>, φ<sub>7</sub> для проектирования на оси X и Y. Всего их получилось 6 неизвестных углов, следовательно нужно составить 3 векторных уравнения для нахождения неизвестных параметров. Представим замкнутый контур O<sub>1</sub>ABO<sub>2</sub>O<sub>1</sub>, из которого очевидным является векторное уравнение:  $\vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_3 = \vec{L}_1$ . Проецируя это векторное уравнение на оси O<sub>1</sub>X и O<sub>1</sub>Y получаем

$$\begin{cases} -l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 = L_1, \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 - l_3 \sin \varphi_3 = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Из этой системы могут быть найдены φ<sub>2</sub> и φ<sub>3</sub> в зависимости от φ<sub>1</sub>.

Составим векторное уравнение для второго замкнутого контура O<sub>2</sub>CEO<sub>3</sub>KO<sub>2</sub>,  $\vec{l}_3 + \vec{l}_4 + \vec{l}_7 + \vec{a} = \vec{L}_2$ . Проецируя это векторное уравнение на оси O<sub>2</sub>X и O<sub>2</sub>Y получим

$$\begin{cases} l_3 \cos \varphi_3 - l_4 \cos \varphi_4 - l_7 \cos \varphi_7 - a = 0, \\ -l_3 \sin \varphi_3 - l_4 \sin \varphi_4 + l_7 \sin \varphi_7 = L_2. \end{cases} \quad (2)$$

откуда через найденный угол φ<sub>2</sub> могут быть определены углы φ<sub>4</sub>, φ<sub>7</sub>.

Составим векторное уравнение для третьего замкнутого контура CDFEC  $\vec{l}_3 + \vec{l}_6 + \vec{l}_5 = \vec{l}_4$ . Проецируя это векторное уравнение на оси O<sub>2</sub>X и O<sub>2</sub>Y получаем

$$\begin{cases} l_3 \cos \varphi_3 - l_5 \cos \varphi_5 - l_6 \cos \varphi_6 = l_4 \cos \varphi_4, \\ -l_3 \sin \varphi_3 - l_5 \sin \varphi_5 + l_6 \sin \varphi_6 = l_4 \sin \varphi_4. \end{cases} \quad (3)$$

Из этой системы могут быть найдены φ<sub>5</sub> и φ<sub>6</sub> в зависимости от φ<sub>3</sub>.

Общее решение приведенных систем уравнений позволяет найти закон движения точки F при условии исключения из механизма звена δ – поршня со штоком.

Найдем сумму проекций звеньев через известные углы. Для этого составим систему уравнений проекций звеньев O<sub>2</sub>D, DF, FE, EO<sub>3</sub> на оси X и Y системы координат

условиях, требующих ограниченного (меньшего) рабочего пространства, такое устройство не всегда может быть использовано.

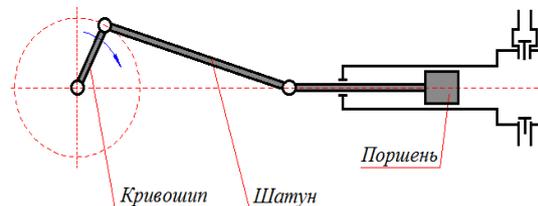


Рисунок 1. Кинематическая схема поршневого насоса

В связи с этим конструкция поршневого насоса может быть преобразована за счет уменьшения его продольного габарита путем помещения кривошипа и шатуна в плоскость, перпендикулярную движению поршня. Такое техническое решение было реализовано в конструкции привода насосной установки [2], представленной на рисунке 2.