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 рисунке1.

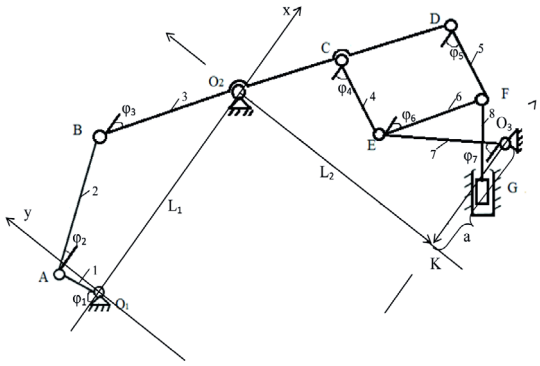

Рисунок 1- Кинематическая схема параллелограмма Уатта

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*1* (AO_1). Чтобы изучить, по какой траектории в действительности движется точка *F*,оторвем её от поршня *8* и проведем аналитическое исследование этого механизма.

Зададимся исходными параметрами: длинами звеньев - $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7, l_8$ и заданным углом поворота – φ_1-*кривошипа*, α_0 – угол поворота декартовой системы координат. Свяжем механизм с неподвижной системой координат $XO_1У$, её выбираем таким образом, что начало координат совпадает с неподвижным шарниром O_1. Обозначим углы поворота звеньев механизма как $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6, \varphi_7$ для проектирования на оси X и У. Всего их получилось *6* неизвестных углов, следовательно нужно составить 3 векторных уравнения для нахождения неизвестных параметров. Представим замкнутый контур $O_1ABO_2O_1$,из которого очевидным является векторное уравнение: $\overline{l_1}+\overline{l_2}+\overline{l_3}=\overline{L_1}$. Проецируя это векторное уравнение на оси O_1X и $O_1У$ 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_2 и φ_3 в зависимости от φ_1.

Составим векторное уравнение для второго замкнутого контура $O_2CEO_3KO_2$ $\overline{l_3}+\overline{l_4}+\overline{l_7}+\overline{a}=\overline{L_2}$. Проецируя это векторное уравнение на оси O_1X и $O_1У$ 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_2 могут быть определены углы φ_4, φ_7.

Составим векторное уравнение для третьего замкнутого контура *CDFEC* $\overline{l_3}+\overline{l_6}+\overline{l_5}=\overline{l_4}$. Проецируя это векторное уравнение на оси O_1X и $O_1У$ 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_5 и φ_6 в зависимости от φ_3.

Общее решение приведенных систем уравнений позволяет найти закон движения точки *F* при условии исключения из механизма звена *8* – поршня со штоком.

Найдем сумму проекций звеньев через известные углы. Для этого составим систему уравнений проекций звеньев O_2D, *DF, FE,* EO_3 на оси *X* и *У* системы координат

$$\sum X = O_2D * Cos\varphi_3 - DF * Cos\varphi_5 + FE * Cos\varphi_6 - EO_3 * Cos\varphi_7 = 0,$$
$$\sum Y = -O_2D * Sin\varphi_3 - DF * Sin\varphi_5 - FE * Sin\varphi_6 + EO_3 * Sin\varphi_7 = 0.$$

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

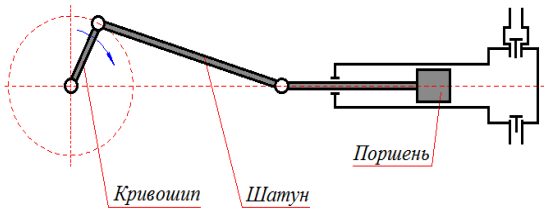

Рисунок 1. Кинематическая схема поршневого насоса

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.

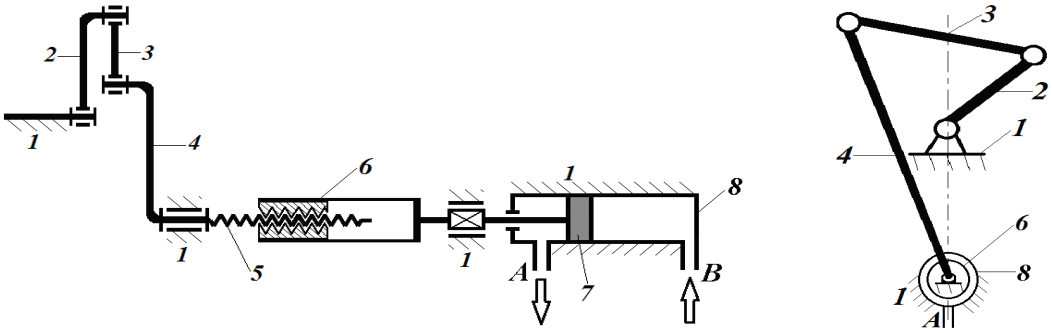

Рисунок 2. Кинематическая схема привода насосной установки

В этом механизме кривошип и шатун работают в плоскости, перпендикулярной движению поршня, что позволяет существенно уменьшить продольный габарит механизма. Рассмотрим строение и принцип действия этого устройства. Привод насосной установки включает стойку *1*, кривошип *2*, шатун *3*, коромысло *4*, выполненное за одно целое с винтом *5*, гайку *6*, жестко соединенную с поршнем насоса *7*, и гидроцилиндр *8*, установленный на стойке *1*.

Кривошип *2* входит со стойкой *1* и шатуном *3* во вращательные пары пятого класса p_5, коромысло *4* также образует с шатуном *3* и стойкой *1* вращательные пары пятого класса p_5, винт *5*, выполненный за одно целое с коромыслом *4*, образует с гайкой *6* винтовую пару пятого класса p_5, а поршень *7*, жестко соединенный с гайкой *6*, входит с гидроцилиндром *8* в поступательную пару пятого класса p_5.

Привод насосной установки относится к неодносемейственным механизмам [3]. В нем звенья *1*, *2*, *3* и *4* образуют плоский кривошипно-коромысловый механизм третьего семейства [4, стр. 88], подвижность которого определится по формуле [4, стр. 85, формула (3.8)], как

$$W_3=3n–2p_5=3·3–2·4=9–8=1.$$

Звено *6* образует однозвенную группу нулевой подвижности (W_4=0) четвертого семейства [4, стр. 89], которая через винтовую пару присоединяется к кривошипно-коромысловой части механизма, а через поступательную пару - к гидроцилиндру, установленному на стойке. Подвижность этой группы определится по формуле [4, стр. 85, формула (3.9)]

$$W_4=2n–p_5=2·1–1·2=0.$$

Таким образом, общая подвижность привода насосной установки оказывается равной

$$W=W_3+W_4=1+0=1.$$

Полученный результат доказывает, что в механизме достаточно задать движение любому из звеньев, чтобы вся система начала двигаться вполне определенно.

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

Список литературы

1. Политехнический словарь. Москва «Советская энциклопедия», 1989, 655 с.
2. Пат. № 137063 U1 Российская Федерация, МПК F04B 9/02. Привод насосной установки / Дворников Л.Т., Фомин А.С.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Сибирский государственный индустриальный университет». - № 2012125286; заяв. 18.06.2012; опубл. 27.01.2014, Бюл. № 3 - 2 с.; 1 ил.
3. Дворников Л.Т. Проблемы исследования неодносемейственных механизмов / Л.Т. Дворников // Материалы шестой научно-практической конференции по проблемам машиностроения металлургических и горных машин / Сибирская государственная горно-металлургическая академия. - Новокузнецк, 1997.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов / И.И. Артоболевский - М.: «Наука», 1965, 776 с.

К ВОПРОСУ О СОЗДАНИИ МЕХАНИЗМОВ БЕЗ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ

Махринская К.О., Гудимова Л.Н.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия

Исследования, проведенные такими учеными как, Добровольский В.В., Колчин Н.И., Решетов Л.Н., показали, что вполне работоспособными, самоустанавливающимися являются механические системы удовлетворяющие формуле подвижности Малышева А.П.

$$W=6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 \quad (1)$$

где W – подвижность механизма, n – число подвижных звеньев, p_i – число кинематических пар.

Все плоские механизмы, звенья в которых соединены одноподвижными кинематическими парами $\boldsymbol{p_5}$, формуле (1) Малышева А.П. не удовлетворяют и работоспособны лишь принудительно, в них неизбежны избыточные связи.

Известны методы полного и частичного устранения избыточных связей в шарнирных механизмах [1], заключающиеся в адресной замене пар пятого класса p_5 парами более высоких классов. В настоящей статье для решения поставленной задачи используется иной метод - метод применения так называемых трексов, т.е. трехзвенных кинематических соединений, сущность которых обоснована в работе [2]. При этом методе цель достигается за счет введения в цепь особых дополнительных звеньев, которые служат единственной цели - увеличить подвижность между соединяемыми звеньями.

Одним из трексов, позволяющих устранить избыточные связи в механизмах является такой (рис.1), в котором между звеньями 1 и 3 устанавливается дополнительное звено 2, образующее со звеном 1 сферическую, а со звеном 3 вращательную кинематические пары.

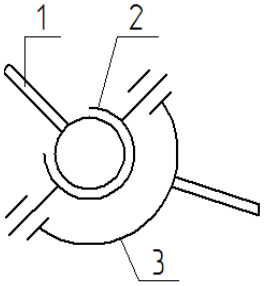

Рис. 1 - Конструкция трекса