

При построении картины общих ошибок положения шарнира С (рис. 1 б), становится очевидным, что существует возможность подобрать такое сочетание ошибок, при котором отклонение от истинного положения шарнира С являются наименьшими.

В статье [1] был задан ряд ошибок $\Delta q_{PP_1}, \Delta q_1, \Delta q_2, \Delta q_3, \Delta q_4, \Delta q_5, \Delta q_6, \Delta q_7$ в сторону увеличения длины звена (рис. 1 б). Для того чтобы влиять на ошибку положения, зададим ряд ошибок $-\Delta q_{PP_1}, -\Delta q_1, -\Delta q_2, -\Delta q_3, -\Delta q_4, -\Delta q_5, -\Delta q_6, -\Delta q_7$ в сторону уменьшения длин звеньев, которые будут комбинироваться с ранее заданными ошибками так, чтобы ошибки с одинаковым обозначением звена не стояли в одном ряду.

Имея 8 первичных ошибок и 2 варианта направления для каждой из них, получим 256 возможных вариантов ошибок (рис. 1 с). На рис. 1 с) изображены оси координат, центром которых является теоретически точное положение центра шарнира С. Полученные комбинации ошибок отмечены точками, положение которых определяется по координатным осям xСу. Из полученных вариантов, изображенных на рис. 1 с), два дают минимальные отклонения от теоретического положения шарнира С (рис. 1 с).

Описанный выше анализ даёт понять, что невозможно, на практике, осуществить абсолютно точно предписанный закон движения какой-либо точки принятой на звене механизма. Однако, путём подбора различных первичных ошибок можно добиться максимально возможного приближения к теоретически точному движению исследуемых точек.

Список литературы

1. Гафитов М.В. ИССЛЕДОВАНИЕ ТОЧНОСТИ МЕХАНИЗМА ПОСЕЛЬЕ-ЛИПКИНА // Материалы VI Международной студенческой электронной научной конференции «Студенческий научный форум» URL: http://www.scienceforum.ru/2014/695/7041"
2. Бруевич Н.Г. Точность механизмов. М.: Госиздат технико-георетической литературы, 1946. 332 с.

О ПРОБЛЕМЕ ПОДВИЖНОСТИ ТРЕХСАТЕЛЛИТНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Герасимов С.П.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия, extend42@yau.ru

Широко известна в технике так называемая одно-сателлитная планетарная передача (передача Джемса), содержащая в своем составе (рис. 1): центральное ведущее колесо 1, сателлит 2, водило Н и неподвижное колесо 3.

В соответствии с формулой подвижности П.Л. Чебышёва

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

где n – число подвижных звеньев (n=3), p₅ – число одноподвижных пар – шарниров (p₅ = 3), p₄ – число высших кинематических пар зацепления (p₄ = 2), эта передача имеет подвижность равную 1, т.е. оно является вполне работоспособной.

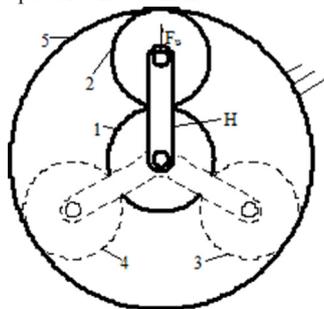


Рис. 1. Планетарная передача

Однако эта передача при одном подвижном сателлите 2, является неуравновешенной от инерционных сил Fu. Чтобы передачу уравновесить от инерционных сил вводят дополнительные сателлиты. Чаще всего они строятся трехсателлитными (рис. 1, два дополнительных сателлита отмечены цифрами 3 и 4).

Количество звеньев в такой передаче будет равным 5 (n=5), количество кинематических пар пятого класса p₅, равным 5, а количество кинематических пар четвертого класса p₄, равным 6. И тогда подвижность системы становится отрицательной (W= -1), т.е. передача оказывается неработоспособной.

Реально такие передачи являются подвижными при условии, что в зацеплении остается лишь один сателлит, а два других непосредственно. Касания с зубьями ведущих колес не имеют, т.е. p₄ оказывается равным 2 и подвижность становится равной единице. Если изготовить сателлиты без зазоров то механизм заклинится.

Чтобы обеспечить определенность движения трехсателлитной передачи, необходимо исключить установку дополнительных сателлитов 3 и 4 непосредственно на водило, т.е. установить их через дополнительные рычаги. Такая схема трехсателлитной передачи показана на рис. 2.

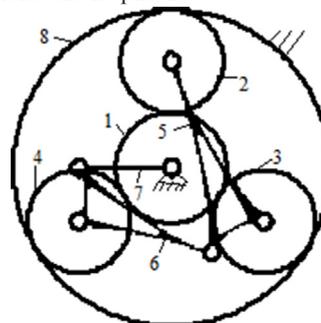


Рис. 2. Самоустанавливающаяся трехсателлитная планетарная передача

Общее число подвижных звеньев в ней n=7, число пар p₅=7 и число пар p₄=6, по формуле подвижности (1) имеем W=1. Эта передача в Роспатенте признана изобретением (патент №2013154381). Она работоспособна при задании движения как от ведущего центрального колеса 1, так и от водила Н.

Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Изд. 4-е. М.: Наука, 1988. 640 с.
2. Руденко Н.Ф. Планетарные передачи. Теория, применение, расчет и проектирование. 3-е изд., испр. и доп. М.: Машгиз, 1947. 756 с.
3. Герасимов С.П., Дворникова Е.В. О группах Ассура применительно к планетарным зубчатым механизмам / С.П. Герасимов, Е.В. Дворникова // Успехи современного естествознания. 2012. №6. С. 150.

ОСОБЕННОСТИ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА МЕХАНИЗМОВ С ПОДВИЖНЫМИ ПРИВОДАМИ

Князев А.С.

Сибирский государственный индустриальный университет Новокузнецк, Россия, hochupajero@mail.ru

Механизмы с подвижным приводом (МПП) – это механизмы, в которых движение подаётся либо посредством жидкости (или газа), подаваемой в подпоршневую полость цилиндра под высоким давлением, либо электроэнергией, подводимой к электроприводу, при этом цилиндр, соединен вращательной парой с неподвижной опорой. Так как происходит движение поршня относительно гидроцилиндра, то и сам гидроцилиндр получает вращательное

движение относительно неподвижной опоры, именно поэтому такие механизмы называют МПП.

Одним из МПП является секция механизированной крепи очистных комбайнов в угольной промышленности. Основным элементом крепи является распорный гидродомкрат, который устанавливается на раму комбайна через шарнир. При задании движения поршню относительно гидроцилиндра, сам гидроцилиндр получает вращательное движение относительно неподвижной опоры.

Опыт применения на практике секций механизированных крепей в виде кинематических цепей с одним приводом, т.е. подвижностью $W=1$ диктует принцип их структурного синтеза на основе наложения на

ведущий механизм рычажных дополнений, обеспечивающих высокую жесткость конструкций и заданную определенность движения.

При исследовании механизмов с подвижными приводами был найден метод синтеза МПП, заключающийся в том, что выделяется начальный механизм с подвижностью $W = 2$, к которому будут присоединяются цепи с подвижностью $W=-1$.

Начальный механизм секций механизированных крепей строится в виде входной двухзвенной цепи (рис/ 1), включающий в себя подвижный относительно опоры O гидроцилиндр 1 и ползун (поршень) 2, получающий относительно движение за счет подаваемого под него рабочего реагента – жидкости.

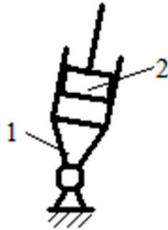


Рис. 1. Входная цепь



Рис. 2. Простейшая дополнительная цепь

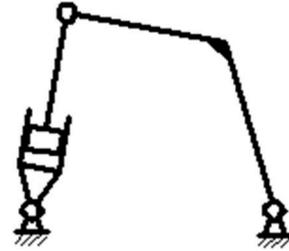


Рис. 3. Простейшая схема секции механизированной крепи

По структурной формуле Чебышева П.Л. [1],

$$W = 3n - 2p_5 \tag{1}$$

где W – подвижность цепи, n – число подвижных звеньев, p_5 – число кинематических пар пятого класса.

При $n=2$ и $p_5=2$ подвижность такой кинематической цепи равна 2 ($W=2$), откуда следует, что для получения общей подвижности механизма $W=1$, присоединяемые цепи должны обладать подвижностью $W_{дц} = -1$.

Найдем наиболее приемлемые к настоящей задаче плоские шарнирные цепи с подвижностью $W_{дц} = -1$. Для этого воспользуемся системой уравнений

$$\begin{cases} p_5 = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + \dots + in_i + \dots + n_k; \\ n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_k; \\ W_{дц} = 3n - 2p_5. \end{cases} \tag{2}$$

При t

$$\begin{cases} p_5 = 3 + 2n_2 + n_1; \\ n = 1 + n_2 + n_1; \\ -1 = 3n - 2p_5. \end{cases} \tag{3}$$

Из 2 уравнения системы (3) выразим n_1 и подставим в 1 уравнение системы (3)

$$p_5 = 2 + n_2 + n. \tag{4}$$

Выражение (4) подставим в третье уравнение системы (3) и решим полученное уравнение относительно n_2 , получим выражение

$$n_2 = \frac{n-3}{2} \tag{5}$$

Т.к. значение принимаемое n_2 может быть только целочисленным и положительным, то следует, что число звеньев дополнительной цепи будет принадлежать ряду чисел $n=3,5,7,9$.

Примем $n=3$ и вычислим $n_2=0$, $p_5=5$. Схема дополнительной цепи, удовлетворяющая данным условиям, приведена на рис. 4. При присоединении этой цепи к входной цепи получим схему, приведенную на рис. 5.

Примем $n=5$ и по формулам (5) и (4) получим следующие значения $n_2=1$, $p_5=8$, схема структурной группы с этими условиями приведена на рис. 6. При присоединении этой цепи к входной цепи получим схему, приведенную на рис. 7. При этих же условиях могут быть синтезированы схемы дополнительной цепи с замкнутыми изменяемыми контурами (рис. 8, 10). Механизмы полученные присоединением к входной цепи полученных схем приведены на рис. 9 и 11.

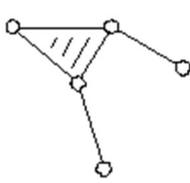


Рис. 4

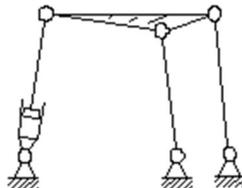


Рис. 5

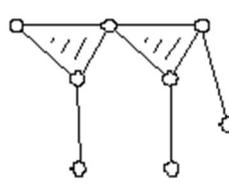


Рис. 6

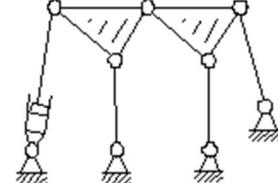


Рис. 7

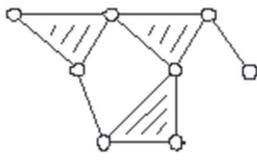


Рис. 8

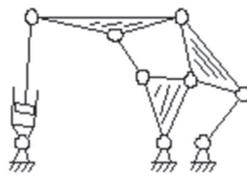


Рис. 9

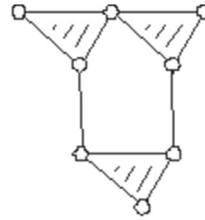


Рис. 10

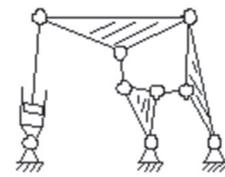


Рис. 11

Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975.

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЛНОГО ПАРАЛЛЕЛОГРАММА УАТТА С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ ШАТУНОМ

Ковалева М.П.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия, hochirajero@mail.ru

Первая паровая машина в виде так называемого полного параллелограмма Уатта, была запатентована им в 1784г.[1]. Параллелограмм Уатта – есть шарнирный механизм для преобразования прямолинейного движения поршня 8 во вращательное движение кривошипа 1 (рис.1). По формуле П.Л. Чебышева

$W = 3n - 2p_5$, где n число подвижных звеньев, а p_5 – одноподвижных кинематических пар пятого класса, подвижность параллелограмма Уатта при $n=8$ и $p_5=12$ равна нулю, т.е. такой механизм теоретически неподвижен может двигаться лишь с принуждением.

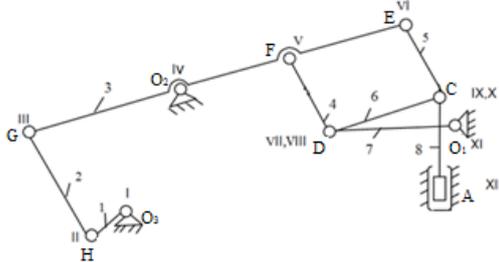


Рис. 1. Кинематическая схема паровой машины Уатта

В 2011году автором настоящей статьи был разработан метод коррекции подвижности плоских кинематических цепей, который был применен к параллелограмму Уатта. После введения дополнительного звена CB и кинематической пары пятого класса B (рис. 2) подвижность системы стала равной единице.

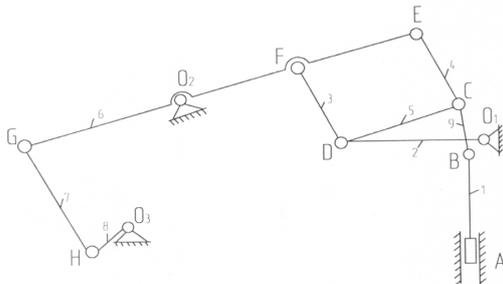


Рис. 2. Кинематическая схема полного параллелограмма Уатта с дополнительным шатуном

Такой исправленный механизм был заявлен в 2013 году в Роспатент под названием «Полный параллелограмм Уатта с дополнительным шатуном». В 2014 году по предложенной схеме был выдан патент на изобретение [2].

Проведем кинематический анализ полного параллелограмма Уатта с дополнительным шатуном графоаналитическим методом, т.е. построим план скоростей (рис. 3), задавшись движением кривошипа O_3H , (VH). При этом скорость точки G (V_G) относительно неподвижной стойки O_2 определится из уравнений,

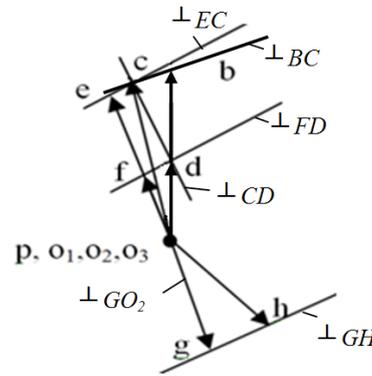


Рис. 3. План скоростей

$$\begin{cases} \vec{V}_G = \vec{V}_H + \vec{V}_{GH}, \vec{V}_{GH} \perp GH \\ \vec{V}_G = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{GO_2}, \vec{V}_{GO_2} \perp GO_2 \end{cases}$$

Скорости точек F и E определяются по свойству подобия $\frac{O_2G}{O_2F} = \frac{PG}{PF}$; $\frac{O_2G}{O_2E} = \frac{PE}{PE}$, т.е. они перпендикулярны O_2G и равны \vec{pf} и \vec{pe} .

Далее становится возможным найти скорости точек D , C и B .

$$\begin{cases} \vec{V}_D = \vec{V}_F + \vec{V}_{DF}, \vec{V}_{DF} \perp DF; \\ \vec{V}_D = \vec{V}_{O_1} + \vec{V}_{DO_1}, \vec{V}_{DO_1} \perp DO_1 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC}, \vec{V}_{BC} \perp BC; \\ \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \vec{V}_{BA} \parallel BA \end{cases}$$

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC}, \vec{V}_{BC} \perp BC; \\ \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \vec{V}_{BA} \parallel BA \end{cases}$$