

кинематическую пару. Постоянное соприкосновение звеньев 4 и 5 может быть обеспечено также с помощью геометрического замыкания, если выполнить рычаг 4 в виде стержня с цилиндром, перемещающимся в направляющих (рис. 1, в).

Обратимся к общему алгоритму кинестатического исследования механизма с перекатывающимся рычагом. Прежде всего, выделим выходное звено 4 (рис. 2, а), являющееся системой статически определенной.

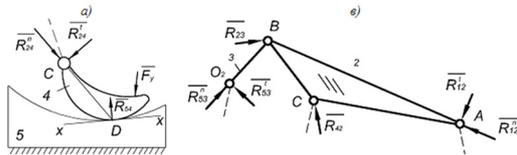


Рис. 2. К силовому анализу а) выходного звена; в) диады 3-2

Составив уравнение $\sum M(O) = 0$, определим реакцию R_{24}^1 . Из векторного уравнения суммы сил $\sum \vec{F} = 0$, действующих на звено 4, найдем реакции R_{24}^n и R_{34}^n , а, следовательно, и полную реакцию \vec{R}_{24} . Далее выделим двухповодковую группу Ассур (3-2, рис. 2, в), приложив к ней известную реакцию $\vec{R}_{42} = -\vec{R}_{24}$. Исходя из условия равенства нулю $\sum M(O) = 0$, находим R_{12}^1 . Из уравнения $\sum M(O) = 0$ определяем реакцию R_{33}^1 . Из условия $\sum \vec{F} = 0$ находим реакции R_{12}^n и R_{33}^n , а, следовательно, и полные реакции \vec{R}_{12} и \vec{R}_{33} . Величина и направление реакции \vec{R}_{23} могут быть найдены из векторного урав-

нения $\sum \vec{F} = 0$. Таким образом, пятизвенный механизм с перекатывающимся рычагом имеет полную кинестатическую разрешимость.

Список литературы

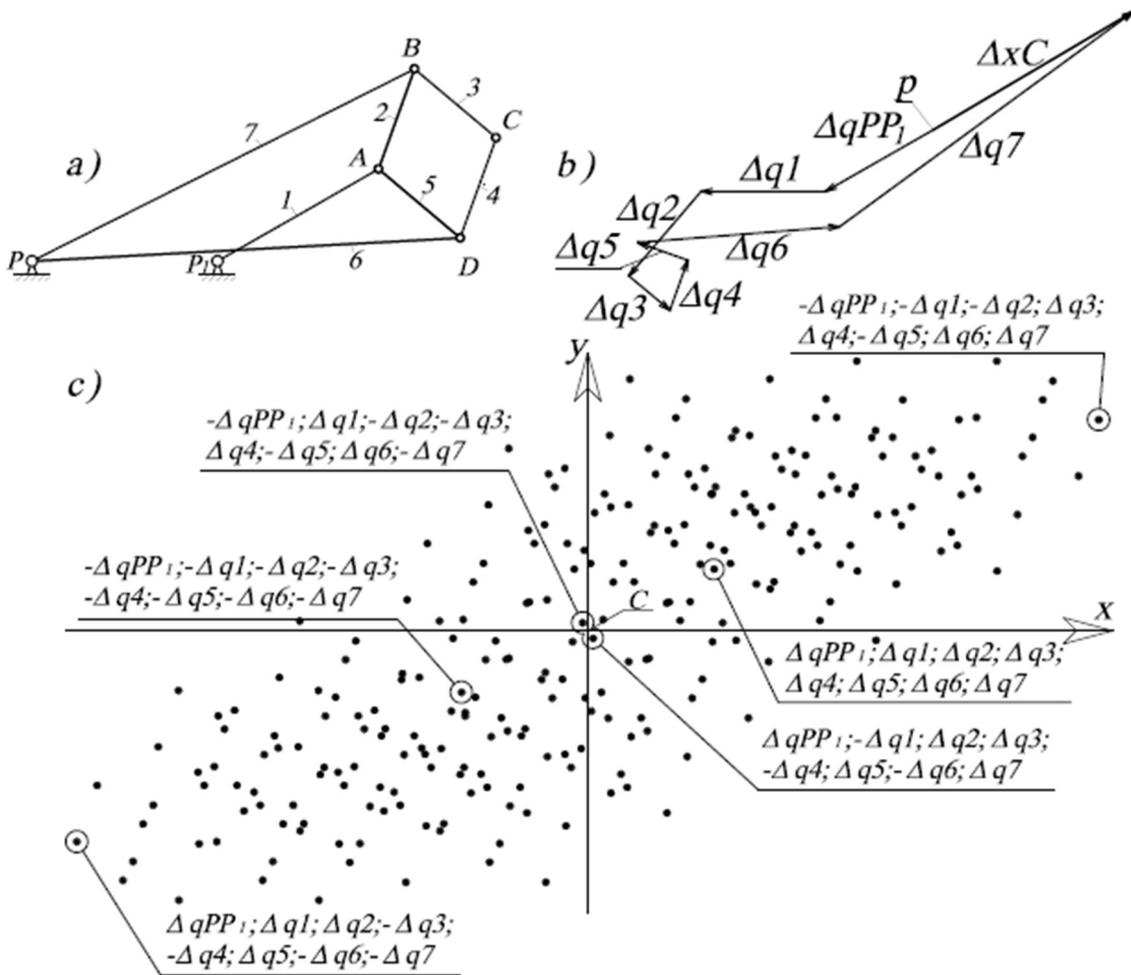
1. Положительное решение по заявке №2013150605/11 (078847). Пятизвенный механизм с перекатывающимся рычагом / Дворников Л.Т., Максимова Е.Н., Баклушин А.А. приоритет от 13.11.2013.
2. Баклушин А.А., Максимова Е.Н. Кинематика пятизвенного плоского механизма с перекатывающимся рычагом / Баклушин А.А., Максимова Е.Н. // Современные наукоемкие технологии. 2013. №8 Часть 2. С. 257.
3. Максимова Е.Н. Особенности строения и кинематического исследования механизмов перекатывающихся рычагов / Максимова Е.Н. // Современные проблемы теории машин. СибГИУ, 2014. С. 45-49.

МЕТОД НАХОЖДЕНИЯ ВОЗМОЖНЫХ ПОЛОЖЕНИЙ ПРЯМОЛИНЕЙНО ДВИЖУЩЕГОСЯ ШАРНИРА МЕХАНИЗМА ПОСЕЛЬЕ-ЛИПКИНА

Гафийтов М.В.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия, gafiyatov.mikhail@mail.ru

В статье «Исследование точности механизма Поселье-Липкина» [1] было обращено внимание на невозможность использования теоретически точного прямолинейного движения шарнира С механизма (рис.1 а), а также был применён метод [2], нахождения истинных положений прямолинейно движущегося шарнира в зависимости от возможных ошибок длин звеньев. Результатом стало нахождение истинных положений центра шарнира С (рис.1 б).



Возможные положения центра шарнира С

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 хСу. 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.

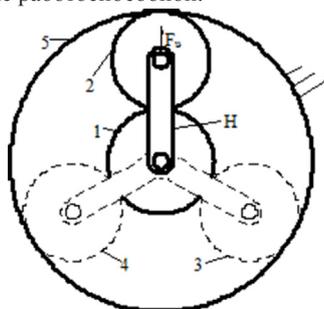


Рис. 1. Планетарная передача

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.

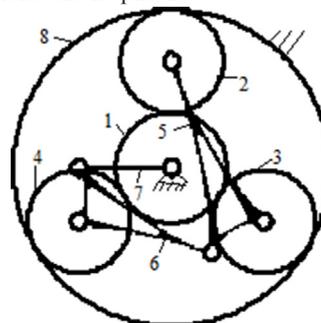


Рис. 2. Самоустанавливающаяся трехсателлитная планетарная передача

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