

Используя зависимость между параметрами, приведенными в работе [3] можно найти все многообразие механизмов с одинаковыми числами n , p , a и δ .

Список литературы

1. Дворников Л.Т., Гудимова Л.Н. Задача о поиске многообразия восьмизвенных плоских шарнирных групп Ассур. – «Теория Механизмов и Машии», С. – Петербургский государственный политехнический университет, 2008, № 1(11), т. 6, с.15 – 29.
2. Дворников Л.Т., Гудимова Л.Н. Обоснование взаимозависимостей между параметрами, определяющими структуру плоских шарнирных кинематических цепей. Кемерово, Вестник КузГТУ, №1, 2009. – С. 44 – 47
3. Гудимова Л.Н. О некоторых дополнений к статье «Опыт структурного синтеза механизмов», журнал ТММ, 2004, №2(4). Материалы семнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. Новокузнецк, 2007. – С. 45-70.

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Ермолаева Н.Ю., Суджаян А.А.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: aramzes@mail.ru

Кинематическая схема четырехзвенного кулачкового механизма, защищенная патентом [1], показана на рис. 1.

При вращении кулачка 1 движение передается через промежуточное звено 2 на толкатель 3, к которому приложена сила сопротивления F . Обратимся к силовому анализу механизма, то есть рассмотрим алгоритм нахождения сил реакций во всех кинематических парах.

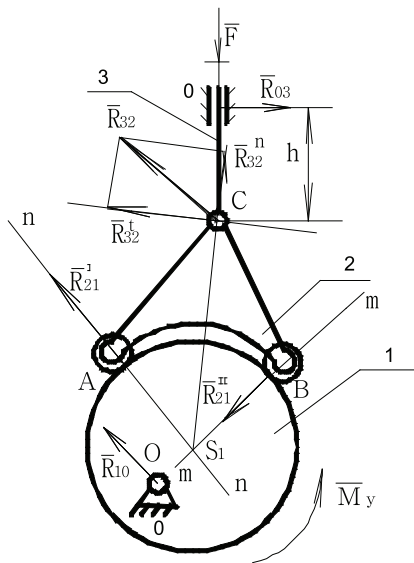


Рис. 1. Четырехзвенный кулачковый механизм

Так как линии действия сил реакции R_{21}^I и R_{21}^{II} пересекаются в точке S_1 , то, рассматривая равновесие звена 2, из условия равенства нулю моментов всех сил относительно точки S_1 ($\sum_{зв.2} M_i(S_1) = 0$) находим величину R_{32}^I составляющей силы реакции R_{32} . Из уравнения равновесия всех сил для звена 3 ($\sum_{зв.3} (F_i) = 0$) находятся силы реакции R_{03} и R_{32}^n , тогда $R_{32} = R_{32}^I + R_{32}^n$. Из уравнения равновесия сил для звена 2 ($\sum_{зв.2} (F_i) = 0$) находятся силы реакции R_{21}^I и R_{21}^{II} .

Далее, из уравнения моментов всех сил относительно точки O для кулачка 1 ($\sum_{зв.1} M_i(O) = 0$) находим величину уравновешивающего момента M_y , а из уравнения равновесия сил ($\sum_{зв.1} (F_i) = 0$) – реакцию R_{10} .

При определении реакции R_{03} из условия ($\sum_{зв.3} M_i(C) = 0$) следует, что расстояние $h=0$, то есть точка приложения силы R_{03} оказалась лежащей вне стойки (в шарнире C). В действительности же сила R_{03} должна быть приложена в зоне контакта стойки и толкателя. Момент силы R_{03} удобно заменить моментом пары сил ($R_{03(1)}$ и $R_{03(2)}$) (рис. 2), и из уравнения $M(R_{03(1)}, R_{03(2)}) = M_T(R_{03})$ найти величины сил $R_{03(1)}$ и $R_{03(2)}$.

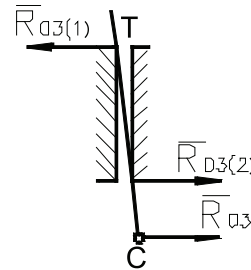


Рис. 2 Замена момента силы R_{03} моментом пары сил ($R_{03(1)}$ и $R_{03(2)}$)

Таким образом, после нахождения точки S_1 на пересечении линий действия сил реакции R_{21}^I и R_{21}^{II} , определяются силы реакции во всех кинематических парах механизма. Найденные величины сил реакции могут быть использованы в дальнейшем для определения сил трения в кинематических парах.

Список литературы

1. Патент № 2456491. Четырехзвенный кулачковый механизм / Дворников Л.Т., Ермолаева Н.Ю. – № 2010145405; Приоритет 08.11.2010; опубл. 20.07.2012, Бюл. № 20.

СИНТЕЗ СТРУКТУРЫ ПОЛНОПОВОРОТНОГО ПЛОСКОГО МЕХАНИЗМА С ПОДВИЖНЫМ ПРИВОДОМ

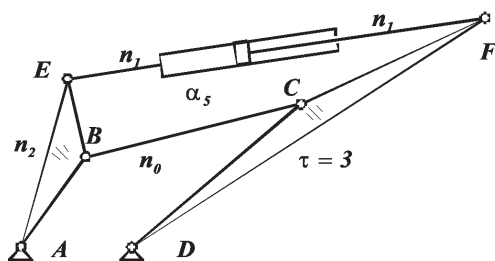
Колесников Д.Н., Желтухин Д.В.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: djokerden@mail.ru

В некоторых областях современной промышленности необходимо применение механизмов, обеспечивающих полный оборот звеньев. Простейшими примерами таких механизмов являются шарнирный четырехзвенник [1, с. 33, рис. 2.1.] и кривошипно-ползунный механизм [1, с. 38, рис. 2.5.]. В первом случае, решив метрическую задачу и подобрав звено определенной длины, можно, задав вращательное движение первому кривошипу, обеспечить полный оборот второго кривошипа (выходного звена). Во втором случае, выходным звеном может быть как кривошип, так и ползун. При использовании кривошипа в качестве выходного звена, движение задается ползуну. Примером такого использования механизма является двигатель внутреннего сгорания, где за счет

энергии сгорания горючей смеси, поршню задается поступательное движение, преобразующееся посредством шатуна во вращательное движение коленвала (кривошипа).

Ниже показана кинематическая схема механизма (рисунок), полученная на основании теории синтеза структур [2, с. 41], которая может обеспечивать вращательное движение звеньев за счет использования подвижного линейного гидропривода.



Полноповоротный плоский механизм с подвижным приводом

Полученная в работе [3] система уравнений (1), позволяет создавать схемы механизмов, задаваясь

$$N = (\tau - 2)n_{\tau-1} + (\tau - 3)n_{\tau-2} + \dots + (i - 1)n_i + \dots + 2n_3 + n_2, \quad (2)$$

где n_i – число звеньев, добавляющих в цепь по i кинематических пар.

С учетом полученного решения системы (1) и условием, что базисным звеном является трехпарное звено, т.е. $\tau = 3$ из уравнения (2) получаем, что $N = n_2 = 1$. Таким образом, в состав механизма будет входить одно звено n_2 , добавляющее две кинематические пары. Т.к. число выходов в механизме не может быть менее двух, следовательно, единственным решением, удовлетворяющим пятому уравнению системы (1), при $g=3$, может быть только одно: $d=2$ и $\alpha=1$, т.е. в искомом механизме будет два выхода на стойку и один замкнутый изменяемый контур.

Полученное решение позволяет построить кинематическую схему полноповоротного плоского механизма с подвижным приводом. Решив метрическую задачу и определив необходимые длины звеньев, можно обеспечить полный проворот механизма.

Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.
2. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов. Учеб. пособие, Сибирская Государственная горно-металлургическая академия. – Новокузнецк, 1994. – 102 с.
3. Желтухин Д.В. К вопросу о синтезе структур механизмов с подвижными приводами – Наука и молодежь: проблемы, поиски, решения: Труды Всероссийской научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых/ Под общей редакцией Л.П. Мышляева; СибГИУ. – Новокузнецк, 2011. – Вып. 15. – Ч. III. Технические и естественные науки. – 339 с.

О СУЩЕСТВОВАНИИ ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ С ДВУХПАРНЫМИ ЗВЕНЬЯМИ В ТРЕТЬЕМ СЕМЕЙСТВЕ

Колобовникова И.Н., Яскевич О.М., Дворников Л.Т.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: hochupajero@mail.ru

Подробно остановимся на третьем семействе механизмов. Согласно классификации [1, с. 7-15] в тре-

подвижностью W , сложностью базисного звена τ и числом звеньев n_i .

$$\begin{cases} n = 2(\tau - 1 + N - n_0) + W, \\ p_B = 3(\tau - 1 + N - n_0), \\ p_{II} = W, \\ \gamma = \tau + N - n_0, \\ \gamma = \delta + \alpha. \end{cases} \quad (1)$$

В этой системе p_{II} и p_B – числа поступательных и вращательных кинематических пар в цепи, соответственно, n – число подвижных звеньев цепи, τ – наиболее сложное – базисное звено цепи, n_0 – число звеньев, не добавляющих в цепь дополнительных кинематических пар, N – целое положительное число, γ – число ветвей цепи, δ – количество выходов и α – количество замкнутых изменяемых контуров.

Зададимся $W = 1$, $\tau = 3$, $n = 5$ и $n_0 = 1$, тогда из системы (1) получим $N = 1$, $p_B = 6$, $p_{II} = 1$ и $\gamma = 3$.

Параметр N в общем виде определяется формулой

т.е. семействе механизмы могут существовать в шести различных пространствах, которые схематично изображены на рис. 1.

Четырехзвенные механизмы с двухпарными звеньями определяются условиями $n=3$, $\tau=2$ (двухпарные звенья), $W_m=1$, и как следствие необходимо использовать четыре кинематических пары $p=4$. С учетом заданных условий только при использовании всех пар V класса структурная формула принимает значение $W_m = 3n - 2p_s = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$.

Отсюда следует вывод, что для реализации рассматриваемых механизмов необходимо использование пар только V класса.

Пространство ВВВ позволяет создавать сферические механизмы. Характерным примером с точки зрения состава кинематических пар может служить сферический четырехзвенный шарнирный механизм, изображенный на рис. 2. Оси всех цилиндрических шарниров A, B, C, D пересекаются в одной точке M , поэтому скольжение звеньев вдоль осей исключено.

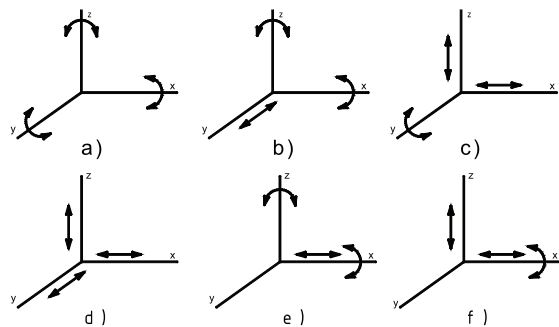


Рис. 1. Пространства третьего семейства: а – ВВВ, б – ПВВ, в – ППВ, д – ППП, е – ВПВ, ф – ВПП