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

Список литературы

1. Дворников Л.Т., Гудимова Л.Н. Задача о поиске многообразия восьмизвенных плоских шарнирных групп Ассура. – «Теория Механизмов и Машин», 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.

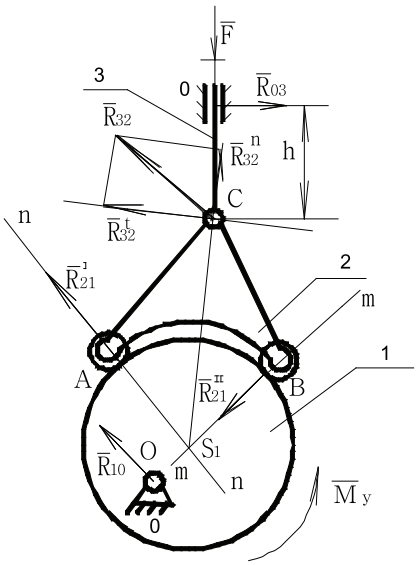

Рис. 1. Четырехзвенный кулачковый механизм

Так как линии действия сил реакции $\overrightarrow{R_{21}^{I}}$ и $\overrightarrow{R_{21}^{II}}$ 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 $\overrightarrow{R_{32}^{t}}$ составляющей силы реакции $\overrightarrow{R_{32}}$. Из уравнения равновесия всех сил для звена 3 ($\sum_{зв.3} (\overrightarrow{F_i}) = 0$) находятся силы реакции $\overrightarrow{R_{03}}$ и $\overrightarrow{R_{32}^{n}}$, тогда $\overrightarrow{R_{32}} = \overrightarrow{R_{32}^{t}} + \overrightarrow{R_{32}^{n}}$. Из уравнения равновесия сил для звена 2 ($\sum_{зв.2} (\overrightarrow{F_i}) = 0$) находятся силы реакции $\overrightarrow{R_{21}^{I}}$ и $\overrightarrow{R_{21}^{II}}$.

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 ($\sum_{зв.1} (\overrightarrow{F_i}) = 0$) – реакцию $\overrightarrow{R_{10}}$.

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

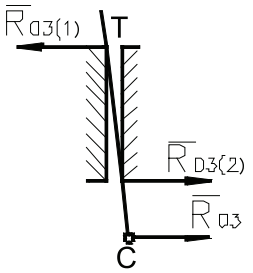

Рис. 2 Замена момента силы $\overrightarrow{R_{03}}$ моментом пары сил ($\overrightarrow{R_{03(1)}}$ и $\overrightarrow{R_{03(2)}}$)

Таким образом, после нахождения точки S_1 на пересечении линий действия сил реакции $\overrightarrow{R_{21}^{I}}$ и $\overrightarrow{R_{21}^{II}}$, 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 звенья 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