

Джураев А.Д., Давидбаев Б.Н., Зулпиев С.М.

СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ РЫЧАЖНО-ШАРНИРНОЙ МУФТЫ

УДК: 621.01

Предлагаемая рычажно – шарнирная муфта является пространственной системой и позволяет применять в случаях необходимости передачи крутящего момента с большим диапазоном (90^0 и более) угловых, осевых и радиальных смещений осей валов.

В работе разработан метод синтеза рычажно-шарнирной муфты, что является оригинальным решением передачи движения с большим эффектом и коэффициентом. Исследования показали, что выбранным структурные схем отвечают требованиям самоустанавливающегося механизма.

In this present work were researched the spacious level – joint clutch with a great (90 degree and more) compass of angular, axial and radial remove of the rollers.

In result, the research was proved that the exception of harmful surplus ties, the hope and longevity of mechanism sharply rises and answers for demand in self establishment.

Объектом исследования является рекомендованная пространственная рычажно-шарнирная муфта с большим (до 90^0 и более) диапазоном угловых, осевых и радиальных смещений осей валов.

Пространственность механизма (рис. 1) выражается в том, что при отклонении осей валов от оси вращения механизма траектории точек промежуточных звеньев серег (2,5), рычагов (3, 4, 3', 4') описывают сложные пространственные кривые. Действительно плоскости вилок ведущего 1 и ведомого 6 валов совпадают с плоскостью промежуточных звеньев только в их горизонтальном положении. В остальных случаях плоскости промежуточных звеньев образуют углы с плоскостями вилок ведущего и ведомого валов.

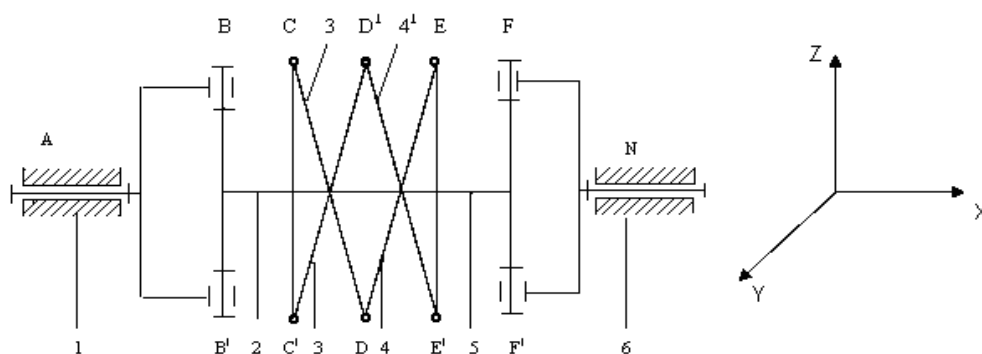


Рис. 1 Рычажно-шарнирной муфты с двухконтурной замкнутой структурной схемы.

Проектирование структурной схемы рычажно-шарнирной муфты производим исходя из условия, обязанные с назначением механизма технологическими и эксплуатационными требованиями. Данный механизм применяется там, где необходима передача крутящего момента с большим (до 90^0 и более) диапазоном угловых, осевых и радиальных смещений осей валов. При этом механизм должен обеспечивать непрерывное вращение ведомого вала при заданном вращении ведущего.

Известно, что рычажно-шарнирная муфта имеет три избыточные связи ($q_x^2 = 1$, $q_y^1 = 2$). Для их устранения ввод подвижностей с прямым уменьшением класса кинематических пар приводит их к высшим или низшим кинематическим парам со сферическими элементами, которые непригодны для передачи сил и моментов.

В механизме передача вращения от ведущего вала 1 к ведомому 6 осуществляется рычагами (3,4,3',4'), хотя эта же передача может быть выполнена только одной парой рычагов, например 3',4'. Тогда

$$q=w+6k-f=1+6-7=0 \quad (1)$$

где: k – число независимых контуров;
 f – число подвижностей;
 w – степень подвижности;

q – число избыточных связей.

Из формулы (1) можно сделать вывод, что избыточные связи являются повторяющимися промежуточные звенья – рычаги (3,4,3',4'), образующие в одной плоскости между собой и его звеньями (2,5) замкнутый контур (С-С'-Д-Д'-Е-Е') с параллельными вращательными парами С, С', Д, Д', Е, Е'. При этом связи, накладываемые рычагами (3,4,3',4') повторяются и часть из них избыточны.

Выше доказано, что удалив из механизма повторяющиеся звенья – рычаги (3',4'), можно получить структуру без избыточных связей.

Согласно этой же версии в ходе исследования выведена новая структурная формула

$$q = w + 6k - (f - p) = w + 6k - [f - (\Pi_i^{\circ} - 1)] = w + 6k - f + (\Pi_i^{\circ} - 1) \quad (2)$$

где: $P = \Pi_i^{\circ} - 1$ – число удаляемых кинематических пар всех классов и открытой кинематической цепи [1]

Π_i° - число удаляемых повторяющихся промежуточных звеньев.

В формуле (2) условия $q=0$ будут выполняться тогда, когда

$$w + 6k - f + (\Pi_i^{\circ} - 1) = 0 \quad (3)$$

Из формулы (3) находим число повторяемых промежуточных звеньев:

$$\Pi_i^{\circ} = f - w - 6k + 1 = 10 - 1 - 12 + 1 = 2$$

Согласно формуле (2) вычисляем число избыточных связей:

$$q = w - 6k - f + (\Pi_i^{\circ} - 1) = 1 + 12 - 10 + (-2 - 1) = 0$$

Итак, удалив повторяющиеся рычаги (3',4') из механизма (рис.1), можно получить одноконтурную структурную схему (рис.2) без избыточных связей.

Проверяем одноконтурный механизм на наличие Π_i° :

$$\Pi_i^{\circ} = f - w - 6k + 1 = 1 - 1 - 6 + 1 = 1$$

Значит число избыточных связей

$$q = w + 6k - f + (\Pi_i^{\circ} - 1) = 1 + 6 - 1 + (1 - 1) = 0$$

Распределение подвижностей одноконтурного механизма представлен на рисунке 2.

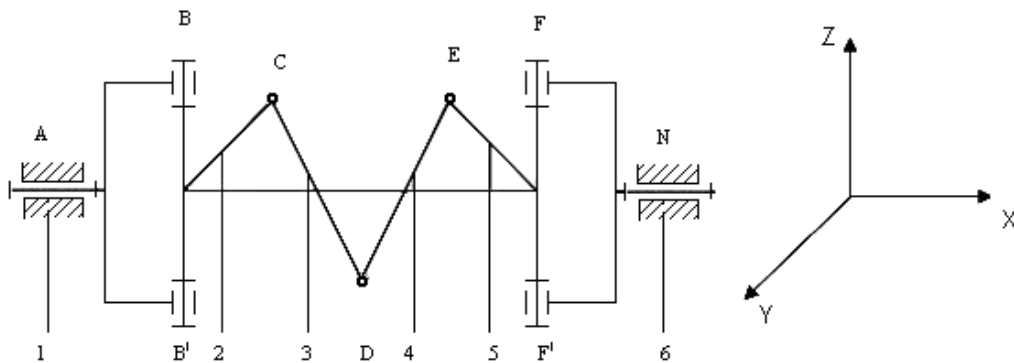


Рис.2 Рычажно-шарнирной муфты с одноконтурной структурной схемы.

Дальнейшее исследование показывает, что уменьшение избыточных связей можно достичь только удалением повторяющихся промежуточных звеньев, но и путем ввода их в состав механизма.

Для этого случая структурная формула

$$q = w - 6k - (f + p) = w + 6k - f - \Pi_i^+ \quad (4)$$

где Π_i^+ - число вводимых повторяющихся промежуточных звеньев;

$P = \Pi_i^+$ - число кинематических пар всех классов в замкнутой кинематической цепи.

Для обеспечения условия $q=0$ определяем число вводимых повторяющихся промежуточных звеньев в составе механизма.

$$\Pi_i^+ = w + 6k - f = 1 + 12 - 10 = 3$$

При этом вводимые в механизме (рис.1) повторяющиеся промежуточные звенья должны снять напряжение в рычагах (3,4,3',4'), а также в звеньях (2 и 5).

Решается эта задача путем ввода в механизме звеньев (2', 5', 6') и последующего соединения их со звеньями (1 и 6) посредством вращательных пар В', F', K'.

В итоге получаем новую двухконтурную схему (рис. 3).

Определяем число вводимых повторяющихся промежуточных звеньев:

$$\Pi_i^+ = w + 6k - f = 1 + 12 - 10 = 3$$

Значит

$$q = w + 6k - f - \Pi_i^+ = 1 + 12 - 13 = 0$$

Распределение подвижностей двухконтурного механизма представлены на рис.3.

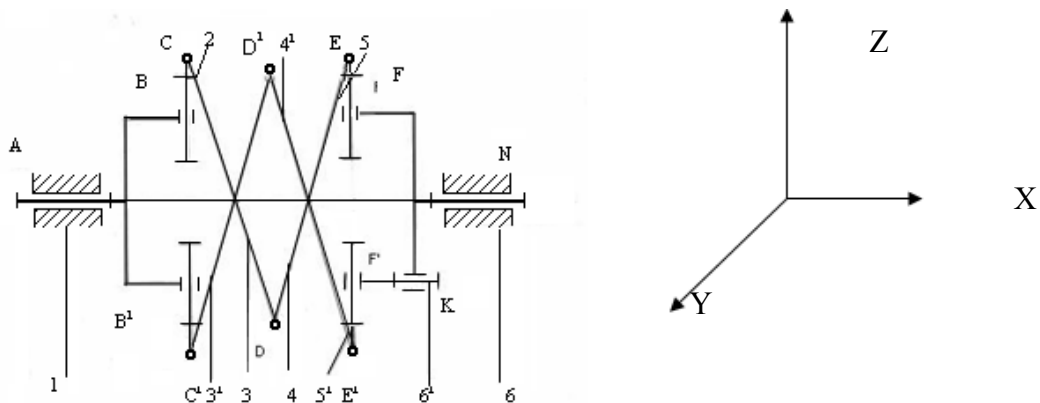


Рис.3 Рычажно-шарнирной муфты с двухконтурной структурной схемы.

Приведенные исследования показывают, что выбранные структурные схемы не имеют избыточные связи и отвечают требованиям самоустанавливающихся механизмов. Это доказано формулой (2) изменения контурности путем удаления из механизма повторяющихся промежуточных звеньев, и формулой (4) без изменения контурности путем ввода в механизм повторяющихся промежуточных звеньев.

Структурным синтезом доказано, что степень подвижности механизма равна единице и предлагаемые новые структурные формулы позволяют выявить число удаляемых или вводимых в механизм повторяющихся промежуточных звеньев устраняющих избыточные связи без изменения класса кинематических пар.

Литература:

1. Озол О.Г. «Теория механизмов и машин». М.: Наука 1984. с.26.
2. «Теория механизмов и машин». Под редакцией Фролова М. Высшая школа. 1987 г. с.5.
3. Озол О.Г. «О новой структурной формуле». Известия высших учебных заведений. 1961 г. №4. с. 49-58.
4. Джуряев А.Д., Абдукаримов Т., Ганиев А.А. «Степень подвижности плоских рычажных механизмов». Материалы республиканских НТК, Современные проблемы механики в железнодорожном транспорте. Ташкент 2006. стр. 173-174.