

## ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**УДК 621.01**

**Л.Т.Дворников, Л.Н. Гудимова**

### **О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ И МЕТОДЕ ЧАСТИЧНОГО УСТРАНЕНИЯ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ В ПЛОСКИХ ШАРНИРНЫХ МЕХАНИЗМАХ**

Создание механизмов, свободных от избыточных связей в них, является одной из наиболее актуальных задач теории структуры механических систем. Дело в том, что появление в машинах избыточных связей приводит к уменьшению их коэффициента полезного действия, способствует износу деталей в их соединениях, уменьшает срок службы машин. Магистральным направлением в машиностроении должно стать направление по созданию адаптивных, самоустанавливающихся, т.е. не содержащих избыточных связей машин. К настоящему времени разработаны и применяются методы поиска и устранения избыточных связей [1, 2], однако эти методы еще не получили применения в индустриальных масштабах, в частности, по той причине, что полное устранение избыточных связей в машинах оказывается весьма затратным. На этом основании обратимся к проблеме частичного устранения избыточных связей в машинах, когда решаемая задача не носит категорического характера. На каких-то этапах вполне целесообразно может быть выборочное уменьшение причин, препятствующих машинам адаптироваться к изменяющимся нагрузкам.

Известно [2], что число избыточных связей в механических системах легко определить как

$$q = m(p-n), \quad (1)$$

где  $m$  – число общих родовых связей, накладываемых на механическую систему в целом (по Добровольскому В.В.),  $p$  – общее число кинематических пар исследуемой системы,  $n$  – число подвижных звеньев.

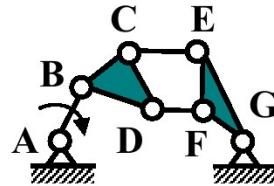
При известных числе кинематических пар  $p$  и числе звеньев  $n$  в механизме значение  $(p - n)$  вполне определено и выражается целым числом. Уменьшение числа избыточных связей может быть достигнуто через уменьшение значения параметра  $m$ , в частности, доведением его до нуля. Достичь этого можно только заменой планируемых к использованию кинематических пар на пары более высоких классов.

Известная формула подвижности Добровольского В.В. имеет вид

$$W = (6-m) \cdot n - \sum_{k=5}^{k=m+1} (k-m) \cdot p_k, \quad (2)$$

где  $k$  – класс кинематических пар,  $p_k$  – число кинематических пар  $k$ -ого класса.

Покажем решение такой задачи на конкретном примере. Рассмотрим плоский ( $m = 3$ ) шарнирный шестизвездный механизм ( $W=1$ ), где все кинематические пары являются шарнирами (рис. 1).



*Рис. 1. Плоский шарнирный шестизвездный механизм*

Механизм образован пятью подвижными звеньями ( $n = 5$ ) и семью кинематическимиарами пятого класса ( $p_5 = 7$ ). Шестое звено механизма неподвижные стойки. Для него ( $p - n = 2$ , а число избыточных связей по формуле (1),  $q = 6$ . Оставляя неизменным число звеньев и число кинематических пар, переведем рассматриваемый плоский механизм в механизм первого семейства ( $m = 1$ ), при этом число избыточных связей уменьшится и по (1)  $q$  станет равным двум.

Для решения поставленной задачи воспользуемся системой двух уравнений [3], определяющих подвижность шестизвездника для механизма с  $m = 3$  и с  $m = 1$

$$\begin{cases} 4p_5 + 3p_4 + 2p_3 = 5n - W, \\ p_5 + p_4 + p_3 = \frac{3n - W}{2}. \end{cases} \quad (3)$$

Из второго уравнения (3) число кинематических пар четвертого класса

$$p_4 = \frac{3n - W}{2} - p_5 - p_3. \quad (4)$$

Подставив (4) в первое уравнение (3), после несложных преобразований получаем формулу для определения числа кинематических пар третьего класса

$$p_3 = p_5 - \frac{n + W}{2}. \quad (5)$$

Подставив (5) в (4), получим формулу для определения числа кинематических пар четверто-

го класса

$$p_4 = 2n - 2p_5. \quad (6)$$

Для рассматриваемого механизма ( $n = 5$ ,  $W = 1$ ) уравнения (5) и (6) примут вид

$$p_4 = 10 - 2p_5, p_3 = p_5 - 3. \quad (7)$$

Из (7) следует, что число пар  $p_5$  не может быть принято в диапазоне от 3 до 5. Для этих значений можем найти возможные три варианта целочисленного решения системы (6)

$$\begin{aligned} p_5 &= 3, p_4 = 4, p_3 = 0, \\ p_5 &= 4, p_4 = 2, p_3 = 1, \\ p_5 &= 5, p_4 = 0, p_3 = 2. \end{aligned} \quad (8)$$

Применяя методику [3] для адресной замены кинематических пар пятого класса на пары более высоких классов, представим механизм двумя разделениями на контуры (рис.2).

Первое разделение состоит из контура ***ABDFG*** (рис. 2,а) и звена ***CE*** (рис. 2,б), второе – из контура ***ABC EG*** (рис. 2,с) и звена ***DF*** (рис. 2,д)

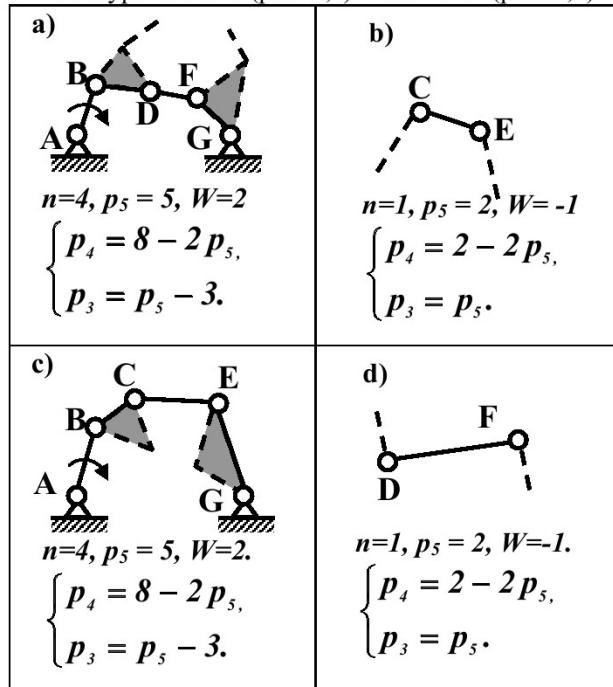


Рис.2. Разделения шестизвездного механизма на контуры

Для наглядности под каждым разделением (рис.2) приведено число подвижных звеньев  $n$ , число кинематических пар  $p_5$ , значение подвижности рассматриваемой группы звеньев и формулы (5), (6), по которым определяются числа кинематических пар четвертого и третьего классов.

Первая часть первого разделения (рис. 2,а) будет иметь два целочисленных решения

$$p_5 = 4, p_4 = 0, p_3 = 1; \quad (9)$$

$$p_5 = 3, p_4 = 2, p_3 = 0, \quad (10)$$

а вторая часть первого разделения (рис.2, б) – одно решение

$$p_5 = 1, p_4 = 0, p_3 = 1. \quad (11)$$

Комплексных решений при этом разделении будет два. Первое решение образуется сложением уравнений (9) и (11), а второе – сложением уравнений (10) и (11)

$$p_5 = 5, p_4 = 0, p_3 = 2, \quad (12)$$

$$p_5 = 4, p_4 = 2, p_3 = 1. \quad (13)$$

Рассмотрим первую часть второго разделения (рис.2,с). Для него существуют следующие два решения

$$p_5 = 4, p_4 = 0, p_3 = 1; \quad (14)$$

$$p_5 = 3, p_4 = 2, p_3 = 0. \quad (15)$$

Вторая часть второго разделения (рис.2, д) будет иметь только одно решение

$$p_5 = 1, p_4 = 0, p_3 = 1. \quad (16)$$

Комплексные решения для второго разделения, образуемые последовательным суммированием уравнений (14) и (16) и (15) и (16), представляются следующими наборами чисел кинематических пар

$$p_5 = 5, p_4 = 0, p_3 = 2, \quad (17)$$

$$p_5 = 4, p_4 = 2, p_3 = 1. \quad (18)$$

Сравнение полученных комплексных решений двух разделений (12), (13) и (17), (18) с общими решениями для всего механизма (8) позволяет сделать вывод о том, что оба варианта полученных комплексных решений являются решениями, удовлетворяющими перевод рассматриваемого механизма в механизм первого семейства.

Используем для поиска структуры механизма с  $m = 1$  решение  $p_5 = 5, p_4 = 0, p_3 = 2$  и идентифицируем положение кинематических пар в исследуемом механизме. Для этого составим систему уравнений, используя буквенные обозначения, присвоенные каждой кинематической паре. Левая часть таких уравнений будет представлена буквенной суммой кинематических пар, а правая – в виде сумм полученных решений. Тогда первое уравнение системы (19) запишем для всего механизма (рис.1), второе и третье уравнения – для первой и второй части первого разделения (рис. 2,а, б), а четвертое и пятое – для первой и второй части второго разделения (рис. 2,с, д)

$$\begin{cases} A + B + C + D + E + F + G = 5p_5 + 2p_3, \\ A + B + D + E + G = 4p_5 + p_3, \\ C + E = p_5 + p_3, \\ A + B + C + E + G = 4p_5 + p_3, \\ D + F = p_5 + p_3. \end{cases} \quad (19)$$

В рассматриваемом механизме семь кинематических пар, а уравнений в системе (19) всего пять. Для разрешения этой системы примем следующие условия. Пусть точки *A* и *G* для наиболее простой организации привода соединяются со стойкой кинематическимиарами  $p_5$ , т.е.  $A = p_5$  и  $G = p_5$ . Обратим внимание на то, что это условие

не противоречит системе (19). Во всех уравнениях, где слева присутствуют обозначения  $A$  и  $G$ , справа присутствуют кинематические пары  $p_5$ . Упростим систему уравнений (19) вводом в них вместо  $A$  и  $G$  кинематических пар  $p_5$

$$\begin{cases} B + C + D + E + F = 3p_5 + 2p_3, \\ B + D + E = 2p_5 + p_3, \\ C + E = p_5 + p_3, \\ B + C + E = 2p_5 + p_3, \\ D + F = p_5 + p_3. \end{cases} \quad (20)$$

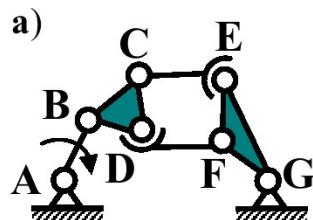


Рис.3 Шестизвездочный механизм с частичным уменьшением в нем избыточных связей

Подставкой третьего уравнения системы (20) в четвертое получим  $B = p_5$ . При подстановке чет-

вертого уравнения в первое получим  $D + F = p_5 + p_3$ , что тождественно пятому уравнению. Если второе уравнение подставить в первое, то получим два тождественных уравнения  $C + E = p_5 + p_3$ . Отсюда можно утверждать, что в паре  $D$  может быть использована как пара  $p_5$  так и пара  $p_3$ , а в  $F$  соответственно  $-p_3$  или  $p_5$ , аналогично, в паре  $C - p_5$  или  $p_3$ , а в  $E - p_3$  или  $p_5$ .

На рис. 3 приведен преобразованный шестизвездочный (рис.1) механизм, где кинематические пары  $p_5$  в точках  $D$  и  $E$  заменены на пары  $p_3$ .

Таким образом, устанавливая в точках  $D$  и  $E$  механизма (рис. 1) сферические или квазисферические кинематические пары, можно существенно уменьшить в нем число избыточных связей, а именно от  $q = 6$  в случае, когда в нем все пары  $p_5$ , до  $q = 2$ , если введены две сферические пары. Аналогично можно найти решения для случая перевода механизма из третьего семейства во второе или в нулевое.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Изд. второе и перераб., М.: Машиностроение, 1985, 272 С.
2. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов. Учебное пособие. Новокузнецк. СибГГМА, 1994. 102с.
3. Дворников Л.Т., Гудимова Л.Н. Опыт исключения избыточных связей в шестизвезденных плоских механизмах // Изв. ВУЗов. Машиностроение. 2007. №5. С.29-38.

□ Авторы статьи:

Дворников  
Леонид Трофимович  
– д.т.н., проф., зав. каф. теории механизмов и машин и основ конструирования (Сибирский Государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк).

Гудимова  
Л.Н.  
– к.т.н., доц. каф. теории механизмов и машин и основ конструирования (Сибирский Государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк).

УДК 621.01

Л.Т. Дворников, С.П. Стариков

## КИНЕМАТИЧЕСКОЕ И КИНЕТОСТАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХСЕКЦИОННОГО ГРОХОТА

Совершенствование машин, обеспечивающих грохочение, т.е. разделение и сортировку сыпучих материалов, связывается, в частности, с поиском их принципиально новых схем и конструкций. Одним из направлений такого совершенствования является применение многосекционных грохотов с использованием единого привода.

Примером такого технического решения является двухсекционный грохот [1], представляющий собой восемизвездную кинематическую цепь, включающую в свой состав сложную шестизвездную группу нулевой подвижности. Особенностью такого грохota является невозможность его кине-

матического и кинетостатического исследования простейшими методами.

Схема двухсекционного грохота, показана на рис. 1. Целью его создания является обеспечение высокой жесткости и уравновешенности конструкции за счет связывания секций друг с другом через шарнир и использованием одного приводного звена.

Механизм состоит из кривошипа 1 ( $O_2A$ ), соединенного с приводным двигателем (не показан), шатуна 2 ( $AC$ ), коромысл 3 ( $O_1B$ ), 4 ( $O_3E$ ), 5 ( $O_4F$ ) и секций (коробов) 6 и 7. Секция 6 связывается в кинематическую цепь с секцией 7 через