

УСТРАНЕНИЕ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ В РЫЧАЖНО-КУЛАЧКОВОМ МЕХАНИЗМЕ РОТОРНО-ЛОПАСТНОЙ МАШИНЫ

Проведен структурный анализ рычажно-кулачкового механизма преобразователя движения роторно-лопастной машины. Предложен заменяющий механизм без избыточных связей.

Ключевые слова: механизм, структура, избыточная связь, заменяющий механизм, кинематическая пара.

Любая конструкция роторно-лопастной машины состоит из четырёх базовых узлов: корпус лопастной группы, лопастная группа, механизм преобразования движения и выходной вал.

Не смотря на ряд существенных достоинств таких машин, их распространение в технике крайне ограничено. Одна из основных причин — недостатки механизма преобразования неравномерного движения лопастей в равномерное вращение выходного вала.

Одним из перспективных решений в данной области является четырёхзвенный рычажно-кулачковый механизм преобразования движения (рис. 1) [1].

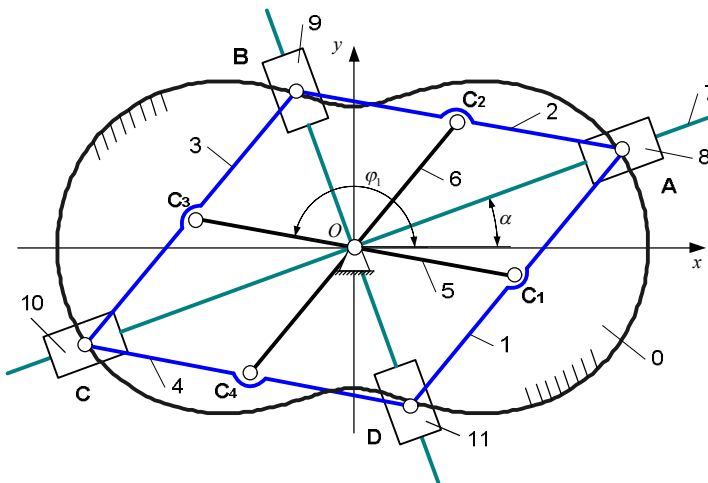


Рис. 1. Кинематическая схема механизма преобразования движения

Механизм состоит из вращающегося ромбоида и неподвижного кулачка. Ромбоид состоит из четырех шарнирно связанных звеньев одинаковой длины (1 — DA , 2 — AB , 3 — BC , 4 — CD). К серединам звеньев шарнирно прикреплены рычаги лопастей (5 — C_1C_3 и 6 — C_2C_4).

Движение точек A, B, C, D , определяемое профилем кулачка, через линейные подшипники передается на выходной вал, а ромбоид снабжен роликами для снижения потерь на трение и повышения долговечности узлов.

Целью статьи является анализ структуры данного механизма на наличие избыточных связей и лишних степеней свободы и разработка заменяющего механизма.

Рычажно-кулачковый четырехзвенный механизм представляет собой сложную замкнутую кинематическую цепь. Все звенья движутся в одной плоскости, оси параллельны друг другу и перпендикулярны плоскости механизма. Поэтому данный механизм является плоским. Механизм имеет одно входное звено: рычаг — лопасть 5 — C_1C_3 и одно выходное — маховик 7, прикрепленный к выходному валу.

Из геометрических соображений следует, что механизм имеет одну степень свободы, а именно, вращение маховика 7 вокруг стойки.

Синтезированный рычажно-кулачковый механизм включает в себя одиннадцать подвижных звеньев: четыре звена ромбоида (2 — AB , 3 — BC , 4 — CD , 1 — DA), два рычага — лопасти (5 — C_1C_3 , 6 — C_2C_4), четыре ползуна (линейные подшипники 8 — A , 9 — B , 10 — C , 11 — D), один маховик выходного вала (крест 7 — $AC-BD$), а также девятнадцать низших кинематических пар пятого класса: четыре сопряжения в точках C_1 , C_2 , C_3 , C_4 ; три сопряжения в точке O , двенадцать — в вершинах ромбоида A , B , C , D и четыре высшие кинематические пары четвертого класса, образуемые линейным контактом роликов в вершинах ромбоида A , B , C , D с кулачком.

Проведем структурный анализ механизма преобразования методом графов согласно алгоритму, предложенному в [2]. В графе звенья соответствуют вершинам, а кинематические пары — ребрам. Номер звена совпадает с номером вершины. Число ребер, соединяющих смежные вершины, равно подвижности кинематической пары. Анализ выполняем в следующей последовательности.

1. Строим граф механизма (рис. 2).

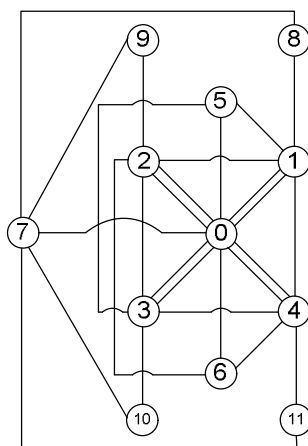


Рис. 2. Граф механизма преобразования движения

2. Определяем число независимых контуров графа как разность между числом кинематических пар механизма P и числом подвижных звеньев N :

$$K = P - N. \quad (1)$$

При $P = 23$ и $N = 11$ имеем число независимых контуров $K = 23 - 11 = 12$.

3. Рассматриваемый механизм является плоским.

4. Определяем число степеней подвижности механизма по формуле

$$W = R - 3(P - N), \quad (2)$$

где R — общее число подвижностей кинематических пар. В рассматриваемом механизме одиннадцать подвижных звеньев и неподвижное звено 0 (кулачок) образуют девятнадцать одноподвижных и четыре двухподвижные кинематические пары. Тогда $R = \sum_s sP_s = 2 \cdot 4 + 1 \cdot 19 = 27$, где s — подвижность кинематической пары.

Подставляя числовые показатели кинематической схемы, получаем

$$W = 27 - 3(23 - 11) = -9.$$

5. Проверяем условие существования нормального механизма: $W = n$, где n — число входов механизма. В рассматриваемом случае $n = 1$. Значит, $W \neq n$.

Таким образом, число степеней подвижности оказалось отрицательным. Система является статически неопределимой. Это означает, что среди связей, наложенных на движение звеньев кинематическими парами, имеются избыточные, устранение которых не влияет на кинематику механизма.

Заменяющий механизм (рис. 3) содержит неподвижный кулачок — стойку O (кулачок выполнен в виде паза равной ширины для того, чтобы создать удерживающую связь), два рычага — лопасти (5 — OC_2 и 6 — OC_1), два плеча ромбоида с длиной $L/2$ (1 — AC_1 и 2 — AC_2), кулису (7 — OA), связанную жестко с выходным валом, ползун (8 — A).

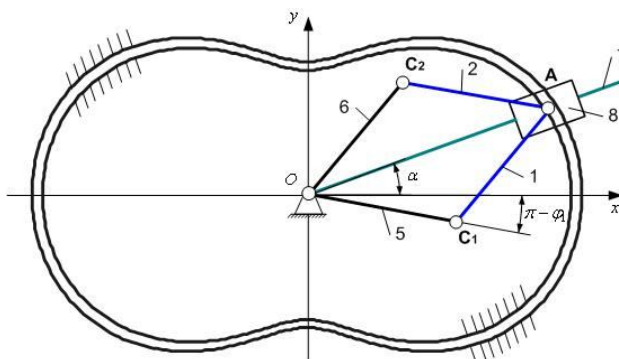


Рис. 3. Кинематическая схема заменяющего механизма

При такой замене относительные движения входных и выходных звеньев механизма сохраняются.

Проведем структурный анализ заменяющего механизма преобразования движения методом графов.

1. Граф механизма представлен на рис. 4.

2. Определяем число независимых контуров графа по формуле (1). При $P = 9$ и $N = 6$ имеем число независимых контуров $K = 9 - 6 = 3$.

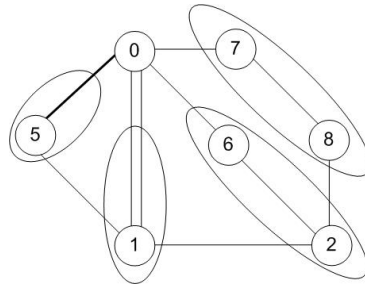


Рис. 4. Граф заменяющего механизма преобразования

3. Определяем число степеней подвижности по формуле (2). В заменяющем механизме шесть подвижных звеньев и неподвижное звено O (кулачок) образуют восемь одноподвижных и одну двухподвижную кинематические пары. Тогда $R = \sum_s sP_s = 2 \cdot 1 + 1 \cdot 8 = 10$.

Подставляя числовые показатели кинематической схемы, получаем

$$W = 10 - 3(9 - 6) = 1.$$

4. Проверяем условие существования нормального механизма: $W = n = I$.

Таким образом, заменяющий механизм при одной степени подвижности избыточных связей не имеет.

5. Ребро, соединяющее вершины 0 и 5, и вершина 5 соответствуют однозвенной одноподвижной группе, присоединяемой к стойке.

Зафиксируем входную координату механизма φ_1 — угол поворота звена 5. Теперь механизм должен распадаться на структурные группы, у которых суммарное число подвижностей кинематических пар R кратно трем $R = 3K$.

6. Рассмотрим систему независимых контуров

1) 0, 1, 0; 2) 0, 1, 2, 6, 0; 3) 0, 7, 8, 2, 6, 0.

Первый из этих контуров содержит три «тонких» ребра ($R = 3$). Следовательно, звено 1 представляет собой однозвенную группу Ассур, содержащую одну высшую (точка A) и одну низшую (точка CI) кинематические пары.

Вершины 6 и 2 и три тонких ребра во втором независимом контуре, связанном с вершиной 0, характеризуют двухзвенную группу Ассур. Вершины 7 и 8 и три тонких ребра в третьем независимом контуре, связанном с вершиной 0, также характеризуют двухзвенную группу Ассур.

На рис. 5 показан структурный граф заменяющего механизма. В вершинах данного графа указано количество звеньев в группе и число ее степеней подвижности. Стрелки на графе указывают порядок присоединения групп.

Заменяющий механизм, обладая одной степенью подвижности, является статически определимым.

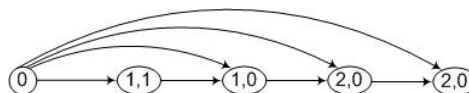


Рис. 5. Структурный граф заменяющего механизма

Так как исходный механизм является несомоустанавливающимся, то для его сборки и осуществления возможности движения необходимо предъявлять повышенные требования к точности изготовления звеньев механизма и элементов его кинематических пар, а также использовать упругодеформируемые элементы. В шарнирных соединениях можно смонтировать тефлоновые подшипники скольжения, допускающие упругую деформацию. Это позволит обеспечить симметричное распределение нагрузок в вершинах ромбоида точках A, B, C, D , а значит, равномерный контакт роликов с кулачком.

Отметим, что избыточные связи повышают жесткость механизма, уменьшают деформации, вызванные передаваемыми силами. Кинематические характеристики эквивалентного механизма совпадают с характеристиками исходного механизма.

Выводы:

1. Проведён структурный анализ рычажно-кулачкового механизма преобразования движения.
2. Доказано наличие 10 избыточных связей.
3. Представлена кинематическая схема заменяющего механизма, который является статически определимым.

Литература

1. Авторское свидетельство №724850. Рычажно-кулачковый четырехзвенный механизм преобразования движения. Заявлено 30.05.78 / Лукьянов Ю. Н., Котляров В. Н. // Оpub. 30.03.80. Бюл. № 12.
2. Теория механизмов и машин: учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений / М. З. Коловский, А. Н. Евграфов, Ю. А. Семенов, А. В. Слоущ. М.: Издательский центр «Академия», 2006. 560 с.

Об авторе

Гринёв Дмитрий Владимирович — кандидат технических наук, заведующий кафедрой технологии обработки материалов, факультет образовательных технологий и дизайна, Псковский государственный университет, Россия.

D. V. Grinev

ELIMINATION REDUNDANT LINKS IN THE LEVER AND CAM MECHANISM OF THE ROTOR AND BLADED MACHINES

The structural analysis of the lever and cam mechanism of the converter of the movement of the rotor and bladed car is carried out. The replacing mechanism without excess communications is offered.

Key words: *the mechanism, structure, excess communication replacing the mechanism, kinematic couple.*

About the author(s)

Grinev Dmitry Vladimirovich, Candidate of Engineering Sciences, Head of the Department of Technologies of processing of materials, Faculty of Educational Technologies and Design, Pskov State University, Russia.