

звеньев механизма. При изменении же эксцентриситета (параметра l_3) эксцентрика от 5 до 10 мм, и следовательно безразмерного параметра λ_3 от 10 до 20 происходит соответствующее изменение величин перемещения S_c точки С толкателя, а также существенное изменение величины аналогов ее скорости b_{42} и ускорения b'_{42} . При этом характер изменения ускорения точки С (при $\omega_2 = \text{const}$) близок к синусоидальному, что исключает жесткие удары в начале и конце хода толкателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Молочко В.И. Новые конструкции эксцентриковых приводов для устройств вибрационного точения // Весці акадэміі навук БССР. Сер. фіз.-тэхн. навук.-1985.- №3.-С.61-64. 2. Молочко В.И. О структурных эквивалентах эксцентриковых механизмов с роликовыми толкателями // Машиностроение.- Мн., 2002.-Вып.18.-С.415-420

УДК 621.835

В.И. Молочко

О СТРУКТУРНЫХ ЭКВИВАЛЕНТАХ ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ С РОЛИКОВЫМИ ТОЛКАТЕЛЯМИ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Эксцентриковые механизмы (ЭМ) обеспечивают движение ведомого звена по закону, близкому к синусоидальному, при котором исключаются жесткие удары в начале и конце перемещения толкателя. Указанное свойство ЭМ широко используется при создании высокочастотных реверсивных механизмов, предназначенных, например, для различного рода вибрационных установок и устройств.

Широкое распространение на практике получили ЭМ с т.н. роликовыми толкателями (РТ), отличающиеся от обычных трехзвенных ЭМ наличием либо одного при силовом (пружинном), либо одного или двух промежуточных роликов при геометрическом замыкании высшей пары, например, с помощью пазового кулачка или двухпрофильного эксцентрика. Введение промежуточных цилиндрических звеньев, шарнирно связанных с ведомым толкателем, несколько усложняет конструкцию ЭМ, но зато существенно снижает трение в высшей паре и повышает износостойкость кулачка.

При введении промежуточных цилиндрических звеньев расчетная W_p степень подвижности ЭМ увеличивается до двух при однороликовом и до трех при двухроликовом толкателе. В то же время действительная степень подвижности W_d этих ме-

ханизмов остается равной единице.

Возрастание расчетных значений W_p по сравнению с действительными значениями W_d у ЭМ с РТ связано с вращением промежуточных роликов относительно своих осей, не оказывающем влияния на характер перемещения ведомого звена — толкателя. На этом основании промежуточные ролики при расчете степени подвижности ЭМ рассматриваются как кинематически лишние звенья (их мысленно жестко скрепляют с толкателями) и потому четырехзвенные ЭМ с РТ относят к группе одноподвижных трехзвенных кулачковых механизмов [1, с.9].

Одной из важнейших задач исследования механизмов является их кинематический анализ. Наиболее распространенным в настоящее время является аналитический метод, применение которого существенно облегчается при рассмотрении вместо исходных механизмов с высшими парами их структурных эквивалентов (заменяющих механизмов) с одними низшими парами. Переход от исходных к заменяющим механизмам производится на основе замены высшей пары одним стержневым звеном с двумя низшими одноподвижными парами, установленными в центрах кривизны соприкасающихся профилей. Такой метод структурного преобразования является традиционным, в связи с чем полученные на его основе заменяющие механизмы можно назвать традиционными или нормальными. Что касается четырехзвенных ЭМ с РТ, то здесь, как указывалось ранее, действиям по замене высшей пары предшествует операция по условному исключению подвижности цилиндрического ролика и превращению четырехзвенного ЭМ в трехзвенный. Проведение указанных упрощающих действий позволяет и в этом случае использовать в качестве заменяющих механизмов шарнирно-рычажные четырехзвенники.

Метод структурного преобразования, основанный на исключении подвижности роликовых звеньев ЭМ не является, однако, универсальным: область его применения ограничена, что выявляется при кинематическом анализе модифицированных ЭМ.

Известно, что поочередно закрепляя звенья некоторого базового механизма можно дополнительно к базовому получить ряд его структурных модификаций, общее число которых будет равно числу подвижных звеньев механизма n . Применительно к ЭМ с однороликовым толкателем, число подвижных звеньев которых равно трем ($n=3$), число полученных на их основе модифицированных ЭМ будет также равно трем.

Для примера на рис.1 показаны два базовых ЭМ с РТ с соответствующими структурными эквивалентами в виде шарнирно-рычажных четырехзвенников, а на рис.2 и 3 даны полные семейства из трех модифицированных ЭМ, построенных на базе указанных ЭМ с РТ.

Переход от базового к модифицированным механизмам всегда сопровождается обнаружением дополнительных свойств, расширяющих область возможного практи-

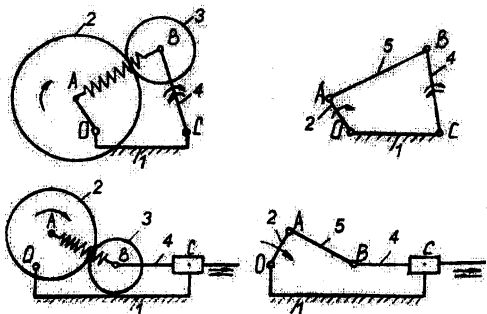


Рис.1 Базовые (исходные) эксцентриковые механизмы с качающимся и поступательно перемещающимся однороликовым толкателем и структурно заменяющие их кривошипно-коромысловый и кривошипно-ползунный четырехзвенники

ческого использования устройств данного класса. Не являются исключением и семейства ЭМ, представленные на рис.2 и 3. Так, например, модифицированные ЭМ с неподвижным звеном 4 и ведущим промежуточным роликом оказались более удобными, чем базовые (с ведущим эксцентриком 2) при модернизации действующего станочного оборудования и оснащения его дополнительными устройствами для вибрационного точения [2].

Анализ движений звеньев семейств ЭМ, показанных на рис.2 и 3 приводит к выводу, что метод исключения помимо базовых ЭМ (рис.1) применим лишь к одному типу модифицированных ЭМ, а именно к ЭМ с неподвижным эксцентриком, так как в этом случае вращение цилиндрического ролика не оказывает влияния на характер относительного перемещения других звеньев.

Поэтому в качестве структурных эквивалентов таких модифицированных ЭМ можно, как и при анализе базовых ЭМ, ограничиться рассмотрением заменяющих четырехзвенных шарнирно-рычажных механизмов 1, 2, 5, 4, содержащих только низшие одноподвижные кинематические пары. Для двух других модификаций рассматриваемых семейств ЭМ, где неподвижными являются цилиндрический ролик 4 или рычажное звено 3, причем эксцентрик совершает сложное плоскопараллельное движение, исключение из рассмотрения какого-нибудь из звеньев механизма недопустимо, так как движение каждого из них влияет на характер относительного перемещения сопряженных звеньев.

Следовательно, для нахождения приемлемого структурного эквивалента, приводящего в соответствие расчетную и действительную степень подвижности модифицированных ЭМ с неподвижными роликом 4 или рычажным звеном 3 необходим иной структурный подход.

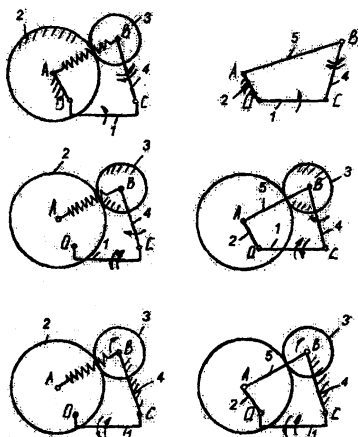


Рис.2 Справа - семейство модифицированных эксцентриковых механизмов на базе ЭМ с качающимся однороликовым толкателем, полученное путем поочередного закрепления: эксцентрика 2; цилиндрического ролика 3; рычажного звена 4. Слева - заменяющие шарнирно-рычажный 1, 2, 5, 4 и фрикционно-рычажные 1, 2, 3, 4, 5 механизмы

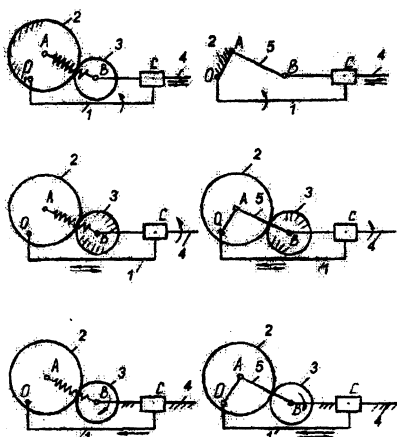


Рис.3 Справа - семейство модифицированных эксцентриковых механизмов на базе ЭМ с поступательно перемещающимся однороликовым толкателем, полученное путем поочередного закрепления: эксцентрика 2; цилиндрического ролика 3; рычажного звена 4. Слева - заменяющие шарнирно-рычажный 1, 2, 3, 4 фрикционно-рычажные 1, 2, 3, 4, 5 механизмы

Известно, что геометрическое замыкание высшей пары может быть обеспечено не только с помощью наложения на нее двухсторонней связи в виде двухпрофильных кулачков, рамочных толкателей и т.д.

В том случае, когда расстояние между центрами кривизны соприкасающихся элементов звеньев остается неизменным, возможен и такой способ обеспечения контакта между элементами высшей пары, как введение в механизм и шарнирное соединение с примыкающими звеньями дополнительного (пассивного) "центрального" звена (по типу водила в дифференциальных фрикционных или зубчатых механизмах).

Метод структурного преобразования механизмов с высшими парами, основанный на введении в их состав дополнительных "центральных" звеньев, назовем методом дополнения, а структурные эквиваленты, построенные на основе этого метода, будем называть дополненными или усложненными. При использовании усложненных структурных эквивалентов замена высших двухподвижных кинематических пар p_2 низшими не производится, в связи с чем число двухподвижных кинематических

пар p_2 в заменяющем механизме остается таким же, как в реальном. В то же время число n подвижных звеньев и число неподвижных кинематических пар p_1 заменяющего механизма увеличивается по сравнению с реальным механизмом на одну и две единицы соответственно на каждое из дополнительно введенных центральных звеньев.

После условного включения дополнительного звена 5 в состав модифицированных ЭМ с РТ (рис.2 и 3) степень их подвижности будет равна:

$$W=3(n+1)-2(p_2+2)-p_1=3(3+1)-2(3+2)-1=1;$$

т.е. она становится равной действительному значению W_d исходных (базовых) ЭМ (p_2 и p_1 - число двух- и неподвижных кинематических пар реального механизма).

Обеспечение структурных условий для совпадения расчетной и действительной степеней подвижности модифицированных ЭМ с РТ является важным, но не единственным достоинством метода дополнения. Главным его преимуществом по сравнению с ранее рассмотренным методом исключения является потенциально большая степень информативности. Действительно, введение в состав исследуемых модифицированных ЭМ "центральных" стержневых звеньев позволяет рассматривать эти ЭМ как одну (при роликовом толкателе) или как две (при двухроликовом толкателе) дифференциально-фрикционные передачи с замыкающими кинематическими цепями в виде шарнирно-рычажных четырехзвенников того или иного типа (в зависимости от характера движения толкателя). В свою очередь это позволяет, используя известные приемы и уравнения, характерные для исследования элементарных передач и механизмов, например, уравнение Виллиса для анализа движения звеньев фрикционных передач с подвижными осями и векторные уравнения замкнутости закрытых векторных контуров для анализа движения звеньев шарнирно-рычажных четырехзвенников охватить исследованием все звенья ЭМ с РТ без исключения. Следует отметить, что использование усложненных структурных эквивалентов в принципе возможно для всех механизмов, входящих в семейство того или иного ЭМ, если возникает необходимость в определении кинематических характеристик движения всех подвижных звеньев, включая и промежуточный цилиндрический ролик. На этом основании усложненные структурные эквиваленты можно рассматривать как универсальные, а упрощенные эквиваленты - как частные заменяющие механизмы, пригодные лишь для некоторых представителей семейства ЭМ.

В заключение следует отметить, что если закон изменения кривизны переменного рабочего профиля кулачка плоских кулачковых механизмов (ПКМ) с РТ заранее известен, то метод структурного дополнения, использованный нами при анализе модифицированных ЭМ, может быть применим и при анализе модифицированных ПКМ.

В этом случае исследуемый модифицированный ПКМ можно представить в ви-

де некоторого набора мгновенных модифицированных ЭМ, каждый из которых, в свою очередь, может быть заменен соответствующим структурным эквивалентом. При этом размеры звеньев и вид низших кинематических пар таких заменяющих механизмов полностью определяется параметрами кривизны в данной точке рабочего профиля кулачка.

Выводы.

1. Показано, что известные методы построения структурных эквивалентов механизмов с высшими кинематическими парами, основанные на замене высшей пары одним стержневым звеном с двумя низшими одноподвижными парами применимы лишь для обычных и части модифицированных ЭМ.
2. Предложен подход, обеспечивающий построение универсальных структурных эквивалентов, пригодных для кинематического анализа всех модифицированных механизмов, входящих в семейство того или иного ЭМ с РТ.
3. Указана принципиальная возможность использования предложенного метода для структурного преобразования и последующего кинематического анализа модифицированных ПКМ, оснащенных РТ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Левитский Н.И. Кулачковые механизмы. —М.: Машиностроение, 1964. — 286с. 2. Молочко В.И. Новые конструкции эксцентриковых приводов для устройств вибрационного точения // Весці акадэміі навук БССР. Сер. фіз.-тэхн.наук. — 1985. - №3. — С.61-64.

УДК 621.9.048.3:674.812

А.Б. Невзорова, В.Б. Врублевский, Г.А. Гафт, В.В. Невзоров

ОСОБЕННОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ВТУЛКИ ИЗ ПРИРОДНОГО КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА

Белорусский государственный университет транспорта

Гомельский подшипниковый завод

Гомель, Беларусь

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Древесина как обрабатываемый материал, в отличие от других материалов, например металлов, имеет волокнистое (капиллярно-сосудистое) строение, анатомические элементы которой не имеют правильной геометрической формы.

Разработанный в настоящее время прогрессивный способ торцово-прессового деформирования воздушно-сухой древесины гибкой дискретной системой позволяет