

## КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ

УДК 621.835

В.И. МОЛОЧКО, канд.техн.наук (БПИ)

### О СТРУКТУРНЫХ ЭКВИВАЛЕНТАХ ОБЫЧНЫХ И МОДИФИЦИРОВАННЫХ ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Эксцентрикковые механизмы (ЭМ) обеспечивают движение ведомого звена по закону, близкому к синусоидальному, исключая 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.

Простейшие эксцентрикковые механизмы — трехзвенные. Их достоинством является предельная простота конструкции, а недостатком — повышенный износ профиля кулачка. В связи с этим широкое применение на практике получили ЭМ с роликовыми толкателями, поскольку они, несмотря на некоторое усложнение конструкции, обеспечивают существенное снижение трения в высшей паре и повышение износостойкости кулачка.

Введение дополнительных звеньев в механизм, как правило, приводит к изменению его расчетной степени подвижности  $W_p$ . Так, введение в трехзвенный ЭМ одного промежуточного ролика приводит к возрастанию  $W_p$  до двух; при введении же в исходный механизм двух промежуточных роликов расчетная степень подвижности становится равной трем. В то же время действительная степень подвижности ЭМ с роликовыми толкателями остается  $W_d = 1$

Возрастание расчетных значений  $W_p$  эксцентрикковых механизмов с роликовыми толкателями по сравнению с их действительной степенью подвижности  $W_d$  связывается с вращением промежуточных цилиндрических роликов относительно своих осей, поскольку такие вращения не оказывают влияния на характер перемещения ведомого толкателя. На этом основании промежуточные ролики рассматриваются как кинематически лишние звенья (их мысленно жестко скрепляют с толкателями), и, несмотря на фактическое увеличение общего числа звеньев, в механизме до четырех и даже до пяти ЭМ с роликовыми толкателями относят к группе неподвижных трехзвенных кулачковых механизмов [1].

Одной из важнейших задач исследования механизмов является их кинематический анализ. Из существующих методов такого анализа наиболее распространенным в настоящее время является аналитический. Применение этого метода предполагает при рассмотрении механизмов с высшими парами, в частности кулачковых (эксцентрикковых), использование их структурных

эквивалентов (заменяющих механизмов). Обычно переход от исходных к заменяющим механизмам производится на основе замены высшей пары одним стержневым звеном с двумя низшими неподвижными парами. Применение обычного метода структурного преобразования к трехзвенным ЭМ, например с качающимся (рис. 1, *а*) толкателем, обеспечивает переход к заменяющим четырехзвенным шарнирно-рычажным механизмам (в данном случае — к кривошипно-коромысловому механизму (рис. 1, *з*). Что касается ЭМ с роликовыми толкателями, то при замене высшей пары необходимо исключить подвижность цилиндрического ролика. Метод структурного преобразования, связанный с устранением относительного перемещения некоторых звеньев механизма, назовем методом исключения, а структурные эквиваленты, построенные на основе этого метода, будем называть упрощенными. Применительно к ЭМ с роликовыми толкателями метод исключения позволяет в качестве заменяющих механизмов использовать те же структурные эквиваленты, что и для трехзвенных ЭМ. Так, для ЭМ с качающимся однороликовым толкателем (рис. 1, *б, в*) заменяющим будет общий для обоих типов ЭМ структурный эквивалент в виде кривошипно-коромыслового механизма (рис. 1, *з*). Таким образом, один и тот же структурный эквивалент может быть обычным, если он относится к трехзвенному ЭМ (рис. 1, *а*), или упрощенным, если он относится к ЭМ с роликовыми толкателями (рис. 1, *б, в*).

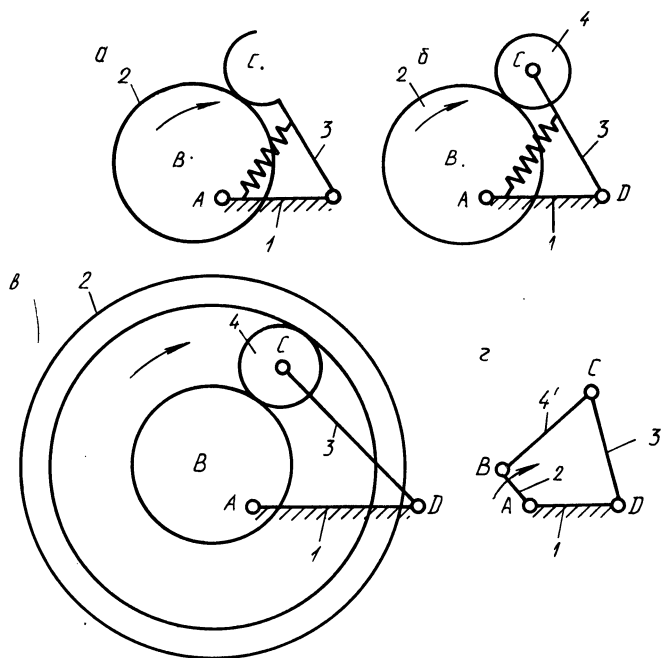


Рис. 1. Обычные эксцентровые механизмы с качающимся толкателем (*а, б, в*) и их структурный эквивалент (*з*)

Применение упрощенных структурных эквивалентов позволяет при кинематическом анализе ЭМ с роликовыми толкателями использовать известные методы кинематического исследования, характерные для плоских шарнирно-рычажных четырехзвенников. Метод исключения, однако, не является универсальным, область его применения ограничена, что выявляется при анализе движения звеньев модифицированных ЭМ.

Известно, что поочередно, закрепляя звенья некоторого базового механизма, можно получить ряд его структурных модификаций, общее число которых (без учета базового механизма) будет равно  $n$  — числу подвижных звеньев механизма. Применительно к эксцентриковым механизмам с однороликовым толкателем, число подвижных звеньев которых равно трем ( $n = 3$ ), число полученных на их основе модифицированных ЭМ будет также равно трем. Соответственно число модифицированных эксцентриковых механизмов, построенных на базе ЭМ с двухроликовым толкателем ( $n = 4$ ), будет равно четырем.

Переход от базового к модифицированным механизмам всегда сопровождается обнаружением дополнительных свойств устройств данного класса, расширяющих область их возможного практического использования. Не являются исключением и семейства механизмов, представленных на рис. 2. Так, например, модифицированные ЭМ с ведущим промежуточным роликом (рис. 2, а) оказались более удобными, чем базовые при модернизации действующего оборудования и оснащении его дополнительными устройствами [2], модифицированные ЭМ с качающимся толкателем и подвижной осью качания (рис. 2, б, в), а также не представленные на рисунке модифицированные ЭМ с поступательно перемещающимся относительно вращающихся направляющих толкателем могут обеспечить движение ведомого звена по сложной траектории.

При переходе от базового к модифицированным механизмам такие параметры, как число подвижных звеньев и кинематических пар соответствующего класса, действительная и расчетная степени подвижности, остаются неизменными. Это, очевидно, относится и к модифицированным механизмам, построенным на базе ЭМ с роликовыми толкателями.

Анализ движений звеньев семейства механизмов с качающимся коромыслом, показанных на рис. 2, а, б и в, приводит к выводу, что метод исключения

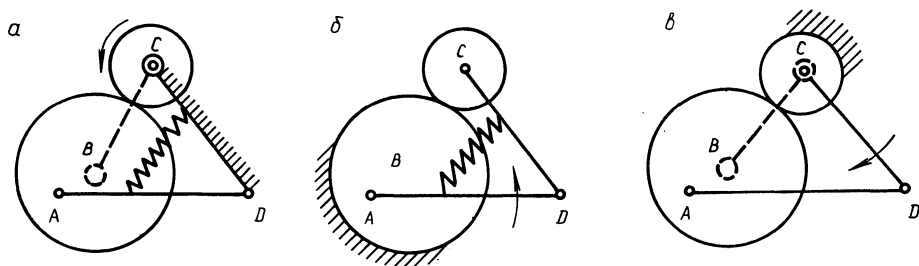


Рис. 2. Семейство модифицированных ЭМ на базе механизма с качающимся однороликовым толкателем:  
 а — с неподвижным толкателем и качающейся стойкой; б — с неподвижным эксцентриком; в — с неподвижным цилиндрическим роликом

(помимо изображенного на рис. 1, б базового механизма) применим лишь к одному модифицированному ЭМ с неподвижным эксцентриком (рис. 2, б), так как в этом случае вращение цилиндрического ролика не оказывает влияния на характер относительного перемещения других звеньев. Поэтому в качестве структурного эквивалента такого механизма может выступать четырехшарнирный механизм (рис. 3), содержащий только низшие неподвижные кинематические пары. Для двух других модификаций рассматриваемого семейства механизмов, где ролик является ведущим (рис. 2, а) или неподвижным (рис. 2, в) звеном, исключение из рассмотрения какого-нибудь из звеньев механизма невозможно, так как движение каждого из них влияет на характер относительного перемещения сопряженных звеньев.

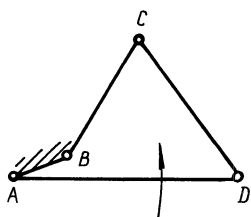


Рис. 3. Структурный эквивалент механизма с неподвижным эксцентриком

Следовательно, для нахождения приемлемого структурного эквивалента, приводящего в соответствие расчетную и действительную степень подвижности модифицированных ЭМ с неподвижным толкателем (рис. 2, а) или неподвижным роликом (рис. 2, в), необходим иной структурный подход.

Известно, что геометрическое замыкание высшей пары может быть обеспечено не только с помощью наложения на нее двусторонней 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 шарнирного соединения с примыкающими звеньями дополнительного "центрального" звена (по типу валика 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, — усложненными или дополненными. При использовании усложненных (дополненных) структурных эквивалентов замена высших кинематических пар низшими не производится, в связи с чем число  $p_4$  кинематических пар четвертого класса в заменяющем механизме остается таким же, как в реальном. В то же время число  $n$  подвижных звеньев и число  $p_5$  кинематических пар пятого класса заменяющего механизма увеличиваются по сравнению с реальным механизмом на одну и две единицы соответственно.

После включения дополнительных звеньев в состав механизма расчетная степень подвижности как однорольковых, так и двухрольковых ЭМ будет равна единице, т.е. соответствовать ее действительному значению  $W_{д}$ .

Обеспечение структурных условий для совпадения расчетной и действительной степеней подвижности модифицированных ЭМ с роликотолка-

телями 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 однороликовом 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 Биллиса 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 роликовыми толкателями без исключения. 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 его звеньев, включая и промежуточный цилиндрический ролик. На этом основании усложненные заменяющие механизмы можно рассматривать как универсальные, в то время как упрощенные эквиваленты, пригодные лишь для некоторых представителей семейства механизмов, — как частные заменяющие механизмы.

Если закон изменения кривизны переменного рабочего профиля кулачка плоских кулачковых механизмов (ПКМ) заранее определен, то метод структурного дополнения, использованный при анализе модифицированных ЭМ, может быть применим и при анализе модифицированных ПКМ.

В этом случае исследуемый модифицированный ПКМ (примеры таких механизмов приведены, в частности, на рис. 1.15 [3]) можно представить в виде 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 определяются параметрами кривизны в данной точке рабочего профиля кулачка, как это, например, показано на рис. 4.25 [3].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Левитский Н.И. Кулачковые механизмы. — М., 1964. — 287 с. 2. Молочко В.И. Новые конструкции эксцентриковых приводов для устройств вибрационного точения // Вестн АН БССР. Сер. физ.-техн. наук. — 1985. — № 3. — С. 61–64. Юдин В.А., Петрокас Л.В. Теория механизмов и машин. — М., 1977. — 527 с.