

## КИНЕМАТИКА МОДИФИЦИРОВАННОГО ЭКСЦЕНТРИКОВОГО МЕХАНИЗМА С ПОСТУПАТЕЛЬНО ПЕРЕМЕЩАЮЩИМСЯ РОЛИКОВЫМ ТОЛКАТЕЛЕМ

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

Модифицированные эксцентрикые механизмы (МЭМ) нашли практическое применение в станочных устройствах для вибрационного точения [1]. В настоящей статье рассматривается кинематика внецентренного МЭМ с промежуточным эксцентриком и поступательно перемещающимся роликовым толкателем.

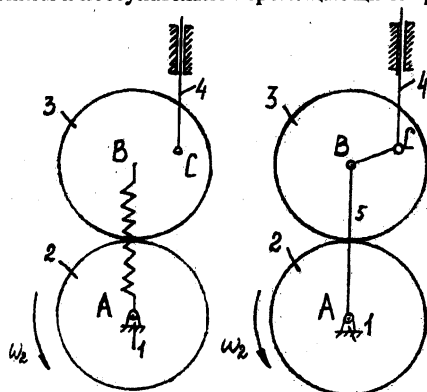


Рис.1 Слева - модифицированный эксцентрикый механизм с промежуточным эксцентриком и поступательно перемещающимся толкателем; справа - его усложненный структурный эквивалент

В соответствии с рекомендациями, изложенными в работе [2], кинематическое исследование такого МЭМ (рис.1) следует проводить на основе усложненного структурного эквивалента, отличающегося от исходного механизма наличием дополнительного звена-водила 5, шарнирно соединяющего центры контактирующих дисков 2 и 3. Переход к усложненному структурному эквиваленту позволяет исследуемый МЭМ рассматривать как фрикционно-рычажный дифференциальный механизм 1-2-3-4-5, дополнительная (замыкающая) кинематическая цепь которого выполнена в виде коромыслово-ползунного механизма 1-5-3-4 с полнооборотным шатуном 3.

При определении функций положения ведомых звеньев такого МЭМ воспользуемся формулой Виллиса для дифференциальных фрикционных (зубчатых) механизмов

$$\frac{\omega_2 - \omega_5}{\omega_3 - \omega_5} = i_{23}^{(5)}, \quad (1)$$

математически связывающей угловые скорости  $\omega_2$  - ведущего ролика 2,  $\omega_3$  - промежуточного эксцентрика 3 и  $\omega_5$  - дополнительно введенного звена-водила 5 с диамет-

ральными размерами ролика  $d_2$  и эксцентрика  $d_3$  (здесь  $i_{23}^{(5)} = \pm d_3/d_2$ , где знак «+» соответствует внутреннему, б знак «-» - внешнему контакту соприкасающихся катков).

Равенство (1) справедливо при отсутствии проскальзывания между дисками, что в реальном МЭМ достигается подбором жесткости пружины, обеспечивающей силовое замыкание высшей пары, а в преобразованном МЭМ – соответствующим натягом при сборке фрикционной пары 2, 3. Возможен и такой путь решения проблемы проскальзывания, как переход от фрикционных катков к зубчатым колесам.

Уравнение (1) можно представить в виде

$$d\varphi_2 - d\varphi_5 = i_{23}^{(5)}(d\varphi_3 - d\varphi_5),$$

что после интегрирования дает

$$\varphi_2 - \varphi_5 = i_{23}^{(5)}(\varphi_3 - \varphi_5) + C. \quad (2)$$

Для определения постоянной интегрирования  $C$  необходимо задаться начальными условиями отсчета углов  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$  и  $\varphi_5$ .

Выбрав в качестве исходного (нулевого) положение механизма, при котором звенья 5 и 3 вытягиваются в одну линию вслед друг за другом (рис.2), получим, что

$$\varphi_{30} = \varphi_{50} = \arccos \frac{l_1}{l_5 + l_3}.$$

Учитывая произвольность выбора начального расположения радиус-вектора  $\vec{r}_2$ , примем его совпадающим с начальным положением звеньев 3 и 5. Тогда  $\varphi_{20} = \varphi_{30} = \varphi_{50}$  и  $C=0$ , вследствие чего уравнение (2) примет простой вид

$$\varphi_2 = i_{23}^{(5)} \varphi_3 + [1 - i_{23}^{(5)}] \varphi_5 \quad (2a)$$

В равенство (2a) входят два неизвестных угловых параметра –  $\varphi_3$  и  $\varphi_5$ . Для получения дополнительного уравнения, связывающего между собой указанные параметры, воспользуемся уравнением замкнутости векторного контура OABCO (рис.2)

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_5 + \vec{l}_3 = \vec{X}_C. \quad (3)$$

При проектировании уравнения (3) на оси правой системы координат XOY положительные значения углов между векторами будут отсчитываться против хода часовой стрелки. При этом в обозначениях углов на первом месте ставится номер пово-

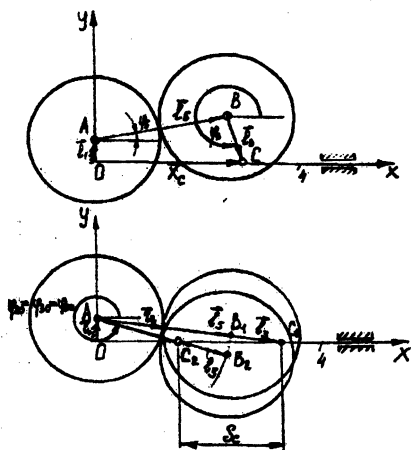


Рис. 2. Вверху – расчетная схема; снизу – предельные положения механизма

рочиваемого, а на втором – номер базового звена-вектора, относительно которого совершается поворот, например  $\varphi_{25}$ ,  $\varphi_{35}$  и т.д. Очевидно  $\varphi_{25} = \varphi_2 - \varphi_5$ ;  $\varphi_{35} = \varphi_3 - \varphi_5$ ;  $\varphi_{53} = \varphi_5 - \varphi_3 = -\varphi_{35}$  и т.д. Углы поворота звеньев относительно положительного направления оси X обозначаются одной цифрой, принадлежащей поворачиваемому звену, например,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$ ,  $\varphi_5$ .

Проектируя уравнение (3) на ось Y, перпендикулярную линии перемещения толкателя, получим с учетом принятых обозначений

$$l_1 + l_5 \sin \varphi_5 + l_3 \sin \varphi_3 = 0,$$

откуда

$$\varphi_5 = \arcsin \left[ -\frac{1}{\lambda_5} (\lambda_1 + \sin \varphi_3) \right], \quad (4)$$

$$\text{здесь } \lambda_1 = \frac{l_1}{l_3} \text{ и } \lambda_5 = \frac{l_5}{l_3}.$$

Поскольку звено 3 совершает полнооборотное вращение, то задаваясь через определенный угловой шаг значениями угла  $\varphi_3$  от 0 до  $2\pi$  можно, используя (4) и (2а), получить ряд соответствующих значений углов  $\varphi_5$  и  $\varphi_2$  и построить графические зависимости  $\varphi_5 = \varphi_5(\varphi_3)$  и  $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_3)$ . Проектируя далее уравнение (3) на ось X, получим уравнение

$$l_3 \cos \varphi_5 + l_3 \sin \varphi_3 = X_c, \quad (5)$$

из которого с учетом уравнений (4) и (2а) или графиков функций  $\varphi_5 = \varphi_5(\varphi_3)$  и  $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_3)$  можно определить функцию перемещения точки С  $X_c = X_c(\varphi_3)$  ведомого толкателя 4. Полное перемещение

$$S_c = X_{c1} - X_{c2} = \sqrt{(l_5 + l_3)^2 - l_1^2} - \sqrt{(l_5 - l_3)^2 - l_1^2}.$$

Переходя к определению скоростных параметров движения звеньев исследуемого механизма, преобразуем уравнение (1) к виду

$$\omega_2 = \omega_3 i_{23}^{(5)} + \omega_5 (1 - i_{23}^{(5)}).$$

Учитывая, что  $\omega_5 = i_{53} \omega_3$ , получим

$$\omega_2 = \omega_3 \left[ i_{23}^{(5)} + i_{53} (1 - i_{23}^{(5)}) \right],$$

откуда

$$i_{23} = i_{23}^{(5)} + i_{53} [1 - i_{23}^{(5)}]. \quad (6)$$

Для установления неизвестной передаточной функции  $i_{53}$  продифференцируем по параметру  $\varphi_3$  уравнение (4):

$$i_{53} = \frac{d\varphi_5}{d\varphi_3} = -\frac{1 \cos \varphi_3}{\lambda_5 \cos \varphi_5}. \quad (7)$$

Скорость движения ведомого толкателя будем искать в соответствии с

формулой  $v_4 = \omega_2 b_{42}$ , где  $b_{42}$  - преобразующая функция, равная  $dl_4/d\varphi_2 = b_{43}i_{32}$ . В свою очередь, преобразующая функция  $b_{43} = dl_4/d\varphi_3$  найдется дифференцированием по параметру  $\varphi_3$  уравнения (5); что дает

$$-l_5 i_{53} \sin \varphi_5 - l_3 \sin \varphi_3 = b_{43}. \quad (8)$$

Для определения ускорений звеньев исследуемых механизмов воспользуемся формулами

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_2 i_{32} + \omega_2^2 i_{32}^{\prime}, \quad (9)$$

$$\varepsilon_5 = \varepsilon_2 i_{52} + \omega_2^2 i_{52}^{\prime} \text{ и} \quad (10)$$

$$a_4 = \varepsilon_2 b_{42} + \omega_2^2 b_{42}^{\prime}. \quad (11)$$

При  $\omega_2 = \text{const}$   $\varepsilon_2 = 0$ .

Входящие в уравнения (9) и (10) производные  $i_{32}^{\prime}$  и  $i_{52}^{\prime}$  можно представить в виде

$$i_{32}^{\prime} = \frac{di_{32}}{d\varphi_2} \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_2} = i_{32} \frac{d(1/i_{23})}{d\varphi_3} = -i_{32}^3 i_{23}^{\prime} \quad (12)$$

$$i_{52}^{\prime} = \frac{di_{52}}{d\varphi_2} \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_2} = i_{52}^3 (i_{53}^{\prime} i_{23} - i_{53} i_{23}^{\prime}), \quad (13)$$

где  $i_{32} = 1/i_{23}$ .

Аналогичным образом можно преобразовать и входящее в уравнение (11) значение  $b_{42}^{\prime}$ :

$$b_{42}^{\prime} = i_{32}^3 (b_{43}^{\prime} i_{23} - b_{43} i_{23}^{\prime}). \quad (14)$$

Неизвестные производные  $i_{53}^{\prime}$ ,  $i_{23}^{\prime}$ ,  $b_{43}^{\prime}$ , в свою очередь входящие в уравнение (12-14), найдутся дифференцированием по параметру  $\varphi_3$  выражений (7), (6) и (8):

$$i_{53}^{\prime} = \frac{1}{\lambda_5} \left[ \frac{\sin \varphi_3}{\cos \varphi_5} - \frac{1}{\lambda_5} \frac{\cos^2 \varphi_3 \sin \varphi_5}{\cos^3 \varphi_5} \right], \quad (15)$$

$$i_{23}^{\prime} = i_{53}^{\prime} [1 - i_{23}^{(5)}] \text{ и}$$

$$b_{43}^{\prime} = -l_5 i_{53}^{\prime} \sin \varphi_5 - l_5 i_{53}^2 \cos \varphi_5 - l_3 \cos \varphi_3 \quad (16)$$

На рис. 3 представлены графики перемещения  $S_C = S_C(\varphi_2)$  и аналогов скорости  $b_{42}$  и ускорения  $b_{42}^{\prime}$  точки С ведомого толкателя, построенные при следующих значениях параметров  $l_1, l_5, l_3$ :  $l_1 = 0$  и 5 мм,  $l_3 = 5$  и 10 мм и  $l_5 = 100$  мм.

Из рассмотрения представленных графиков следует, что изменение величины смещения  $l_1$  линии действия толкателя от оси А с 5 мм до 0, а следовательно безразмерного параметра  $\lambda_1$  от 0,5 до 0 практически не изменяет характера движения

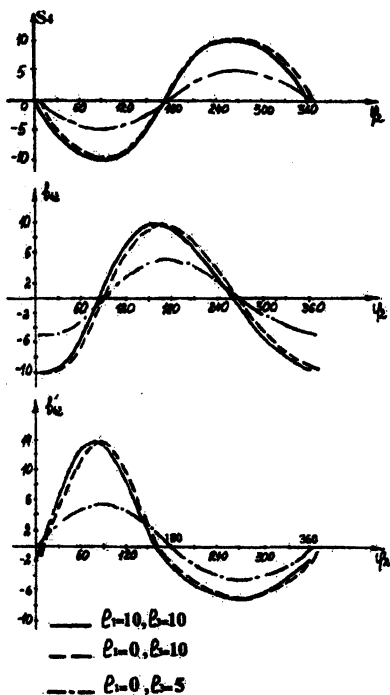


Рис. 3 Кинематические диаграммы движения ведомого толкателя параметров  $l_1, l_5, l_3$ :  $l_1 = 0$  и 5 мм,  $l_3 = 5$  и 10 мм и  $l_5 = 100$  мм.

звеньев механизма. При изменении же эксцентриситета (параметра  $l_3$ ) эксцентрика от 5 до 10 мм, и следовательно безразмерного параметра  $\lambda_3$  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-