

**ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ МЕХАНИЗМЫ  
С МНОГОПОДВИЖНЫМИ ПРИВОДАМИ**

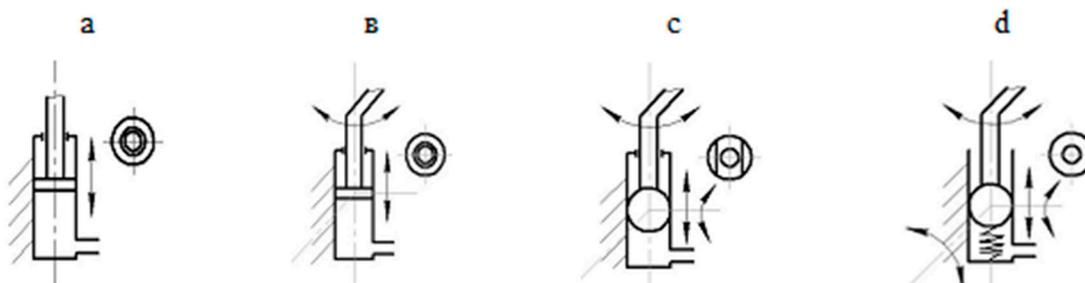
Попугаев М.Г.

*Сибирский государственный индустриальный  
университет, Новокузнецк, Россия, labmisi@gmail.com*

Согласно универсальной структурной классификации профессора Дворникова Л.Т. [1] все механизмы делятся на ассуровые и неассуровые. Ассуровыми называют механизмы, в которых ведущее звено или вращается относительно стойки, или движется относительно нее поступательно. По Ассуру все механизмы создаются от так называемого «простого кривошипа», т.е. от звена, соединенного со стойкой в одноподвижную кинематическую пару. При создании ассуровых механизмов к ведущему звену кривошипу или ползуну достаточно присоединять группы, обладающие нулевой подвижностью (ГНП). Синтез структур ассуровых трехзвенных механизмов сводится к поиску однозвенных ГНП [2].

Однако возможно создание неассуровых механизмов, т.е. таких в которых ведущие звенья связываются со стойкой в пары более высоких классов – р4, р3, р2, позволяющие две и более подвижности, при этом все подвижности кроме одной оказываются зависимыми.

Так, если в отличие от известной конструкции поршня (рис. 1 а), в качестве ведущего звена использовать поршень гидроцилиндра с уголковым штоком (рис. 1 в), то входная пара окажется парой четвертого класса. В этом случае поршень обладает двумя движениями, а именно поступательным вдоль оси гидроцилиндра и вращательным, вокруг той же оси. Если поршень гидроцилиндра выполнить сферическим, то принципиально возможно на входе механизма организовать кинематические пары р3 (рис. 1 с) и р2 (рис. 1 d).



Для синтеза неассуровых механизмов воспользуемся уравнением  $W = W_{np} + W_{gp}$ , где  $W_{np}$  - подвижность привода;  $W_{gp}$  - подвижность присоединяемой группы;  $W$  - подвижность механизма.

Так при использовании известной конструкции поршня (рис. 1,а)  $W_{np} = 1$ ,  $W = 1$ , следовательно  $W_{gp} = 0$ ; при использовании поршня с двумя движениями (рис. 1 в)  $W_{np} = 2$ ,  $W = 1$ ,  $W_{gp} = 1$ ; и при использовании поршня с четырьмя движениями (рис. 1 d)  $W_{np} = 4$ ,  $W = 1$ ,  $W_{gp} = 3$ .

Для поиска групп воспользуемся универсальной структурной системой (1)

$$\begin{aligned} p &= \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + 2n_2 + n_1, \\ n &= 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1. \end{aligned} \quad (1)$$

В качестве начальных условий примем  $n=1$ ,  $\tau=2$ ,  $W_{np} = 2$ ,  $W_{gp} = -1$ ,  $W = 1$ , т.к. будем рассматривать трехзвенные механизмы второго вида, тогда получим

$$\begin{aligned} p &= 2 + n_1, \\ n_1 &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Например, при использовании лишь пар р3 и р4 воспользуемся формулой подвижности  $W_{0(9)} = 6n - 3p_3 - 4p_4$ , подставив в нее начальные значения, получим  $-1 = 6 - 3p_3 - 4p_4$ , решая совместно с (2) получим, что в данной группе присутствуют одна пара р4 и одна пара р3. Этому решению удовлетворяет схема механизма, показанного на рис. 2.

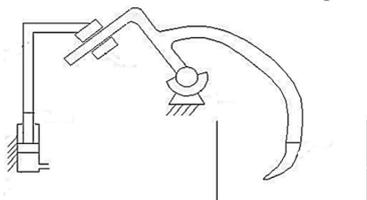


Рис. 2. Пространственный механизм с многоподвижным приводом

Аналогично можно найти все существующие схемы неассуровых механизмов (механизмов с многоподвижными приводами), которые могут быть использованы в различных областях техники и представляют интерес для детального изучения.

**Список литературы**

1. Дворников Л.Т. Основы всеобщей (универсальной) классификации механизмов // Теория Механизмов и Машин. 2011. №2 Том 9. С. 18–29.
2. Popugaev M.G. On the Classification of Three-Link Mechanisms / M.G. Popugaev, L.T. Dvornikov // Advanced Materials Research. 2014. Vol. 1040. P. 690-693 doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.1040.690 eid 2-s2.0-84913556580

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ ЦЕНТРА  
МАСС МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ  
С ПОМОЩЬЮ T-FLEX CAD**

Слесарчук Е.А., Жукова Е.В.

*Сибирский государственный индустриальный  
университет, Новокузнецк, Россия, hochurajero@mail.ru*

Одной из важных задач теории машин является задача об уравновешивании сил инерции, действующих на фундамент машины. Такие силы могут достигать значений, приводящих систему к разрушению. Наиболее простым решением поставленной задачи является метод такого распределения масс, при котором центр масс всей системы оказывается неподвижным. Рассмотрим поэтапно задачу такого уравновешивания на примере шарнирного четырехзвенника с применением САПР T-Flex.

На первом этапе создается трехмерная твердотельная сборочная модель механизма (рис. 1), наличие которой позволяет с помощью встроенных операций системы T-Flex определить с высокой степенью точности массу и координаты центра масс каждого звена.

На втором этапе схема механизма переводится в 2D плоскость и в редактор переменных (рис. 2) вводятся расчетные формулы

$$x_s = \frac{x_1 m_1 + x_2 m_2 + x_3 m_3}{m_1 + m_2 + m_3} \quad y_s = \frac{y_1 m_1 + y_2 m_2 + y_3 m_3}{m_1 + m_2 + m_3},$$
 определяющие положение центра масс всего механизма (рис. 3).

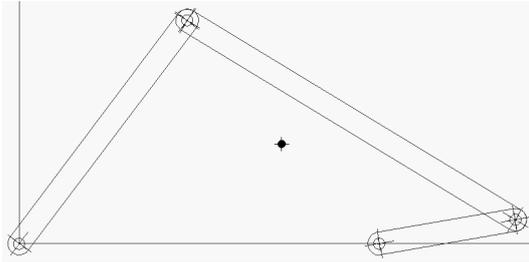


Рис. 1. 2D схема шарнирного четырехзвенного механизма

Имя	Выражение	Значение	Комментарий
xs	$(x1*m1+x2*m2+x3*m3)/(m1+m2+m3)$	71.88743	
x2	$get("0x2000023";"x")$	62.512...	
y2	$get("0x2000023";"y")$	104.61...	
x1	$get("0x2000022";"x")$	203.18...	
m1	0.04377428	0.043774	
m2	0.0389	0.0389	
m3	0.08383804	0.083838	
a	118	118	
ys	$(y1*m1+y2*m2+y3*m3)/(m1+m2+m3)$	-0.3211...	

Рис. 2. Редактор переменных

Третий этап – это анимация движения механической системы с помощью одноименной операции [2], которая позволяет отследить движение центра масс (рис. 3).

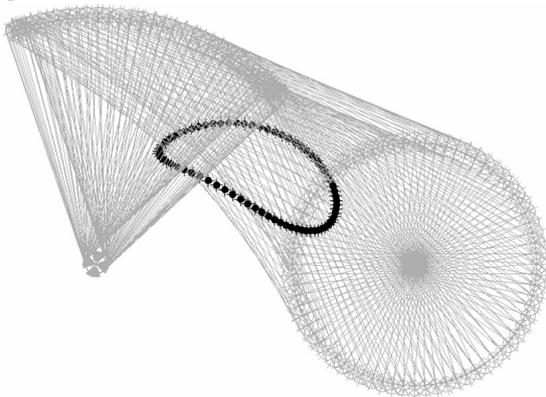


Рис. 3. Траектория движения центра масс неуравновешенного шарнирного четырехзвенника

Далее уравниваем шарнирный четырехзвенник, установив противовесы на звено 1 и звено 3, и заново анимируем движение системы (рис. 4).

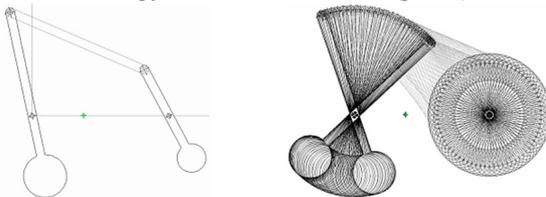


Рис. 4. Уравновешенный шарнирный четырехзвенник

Такой способ статического уравнивания механических систем позволят получить точное и наглядное решение в достаточно короткие сроки и подобрать в автоматизированном режиме необходимые геометрические параметры звеньев механизма.

**Список литературы**

1. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990. 592 с.
2. Жукова Е.В., Кеплина К.В. Решение задач кинематики плоских механизмов с применением САПР T-Flex // Автоматизированное проектирование в машиностроении. 2014. №2. С. 20-25.

**К ПРОБЛЕМЕ СОЗДАНИЯ ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ**

Суджаян А.А.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия, e-mail: aramzes@mail.ru

Среди простейших плоских кулачковых механизмов как вполне пригодный для использования приводится механизм с двумя роликами, показанный на рисунке 1. В таком механизме подвижных звеньев два, число кинематических пар пятого класса две и число кинематических пар четвертого класса также две, т.е.  $n=2$ ,  $p5=2$  и  $p4=2$ . Развернутая формула Чебышева П.Л.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4$$

при этом дает подвижность механизма равную нулю  $W=0$ , т.е. механизм работает лишь благодаря тому, что между кулачком и роликами поочередно присутствует зазор. Эта ситуация при двух высших парах может быть исполнена лишь введением в состав механизма дополнительного промежуточного звена.

Недостатком такого механизма является невозможность регулирования угла и расстояния между опорами промежуточного звена, и, следовательно, невозможность регулирования закона движения толкателя. С целью решения этой проблемы предложен кулачковый механизм [1] (рис. 2), обеспечивающий возможность регулирования угла и расстояния между опорами промежуточного звена за счет клеммовых соединений, что позволит управлять законом движения толкателя.

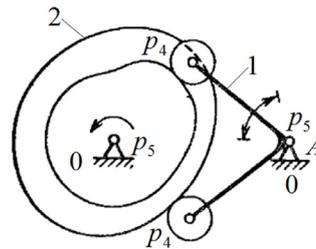


Рис. 1. Двухдисковый кулачковый механизм

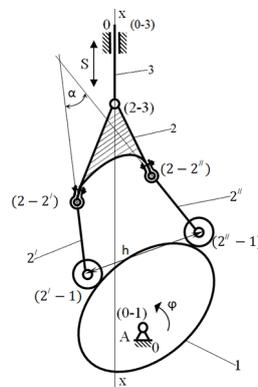


Рис. 2. Кулачковый механизм с изменяемым промежуточным звеном