О СТРУКТУРЕ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ С ВЫСШИМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ

Астахов Э.И., Кудин В.В., Гурин А.Н.

Белорусский национальный технический университет, Минск

For flat mechanisms with the higher steams (gear, cam and similar) classification with allocation of groups with w=0, containing the higher steams is offered. In most cases such groups are one-links (with n=1, $P_н$=1, P_{B}=1), and two-links (c n=3, P_l=2, P_h=2).

В теории механизмов и машин (ТММ) классификация плоских рычажных механизмов с низшими кинематическими парами подробно разработана в работах Ассура Л.В., Артоболевского И.И. и изложена во всех отечественных учебниках. Для классификации плоских механизмов с высшими парами Артоболевским И.И. использован метод замены высших кинематических пар цепями с низшими парами [1], что является, по нашему мнению, не совсем удобным, так как вводятся условные довольно громоздкие и сложные заменяющие механизмы. В работе [2] Семёнова М.В. выделялись структурные группы с высшими парами. Ранее на одном из республиканских методических семинаров преподавателей «теории механизмов и машин» авторами была предложена структурная классификация плоских механизмов с высшими парами с выделением однозвенных структурных групп с одной высшей парой. Такая классификация неоднократно использовалась авторами на практических занятиях по ТММ в учебном процессе и является, по мнению авторов, более простой и эффективной. Задачей данной работы является расширение и более подробное изложение предыдущей предложенной структурной классификации механизмов с высшими парами для использования в учебном процессе по ТММ.

Как известно, структурная классификация плоских (да и пространственных) механизмов по Ассуру-Артоболевскому основана на понятии о нулевых структурных группах (или группах Ассура), т. е. кинематических цепях нулевой степени свободы $W = 0$. Для идеальных плоских рычажных механизмов с низшими парами без избыточных связей ($q = 0$) и лишних степеней свободы это уравнение структурной группы записывается следующим равенством:

$$W = 3n - 2P_н = 0, \qquad (1)$$

где n – число подвижных звеньев,

$P_н$ – число низших кинематических пар 5-го класса.

Отсюда получаем в целых числах $3n = 2P_н$ или $P_н = \frac{3}{2}n$, т.е. число n подвижных звеньев в таких структурных группах должно быть чётным, а число пар $P_н = P_5$ _ кратно трём.

Аналогично получим для плоских механизмов с низшими и высшими (число которых $P_в = P_4$) кинематическими парами 4-го класса:

$$W = 3n - 2P_н - P_в = 0. \qquad (2)$$

Варианты возможных сочетаний n, $P_Н$, $P_В$ в структурных группах, обеспечивающих решение уравнения (2) в целых числах приведены в табл. 1.

Таблица 1

n_2	1	1	2	2	3	...
$P_{н2}$	1	0	2	1	4	...
$P_{в2}$	1	3	2	4	1	...

Покажем наиболее используемые в технике варианты решения структурного уравнения (2).

Вариант 1. При $n = 1$ из формулы (2) получаем

$$W = 3 - 2P_н - P_в = 0\text{, или } P_н = \frac{3 - P_в}{2}, \qquad (3)$$

т.е нужно, чтобы $P_н = P_5 = 1$, $P_в = P_4 = 1$. Такая однозвенная структурная группа представляет одно звено ($n = 1$) с одной низшей ($P_н = P_5 = 1$) и одной высшей ($P_в = P_4 = 1$) кинематическими парами. Примеры таких однозвенных структурных групп показаны на рис.1 в наиболее распространённых зубчатых (а), кулачковых (б), поводковых (в) механизмах с подвижным звеном 2.

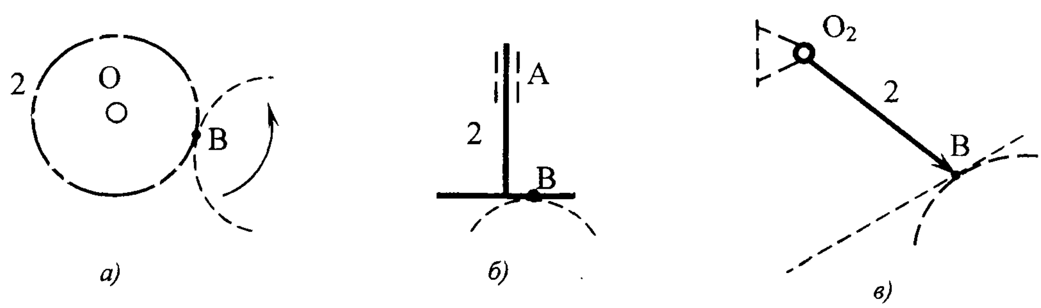

Рис. 1. Однозвенные группы с высшими парами; А,О- низшая пара, В -высшая пара

Так как низшими парами 5-ого класса в плоских механизмах являются вращательная и поступательная, а высшие пары 4-го класса по работе [1] дают 4 возможных сочетания элементов контакта (кривая-кривая, кривая-плоскость, кривая-точка, плоскость-точка), то можно выделить 8 разновидностей однозвенных групп с высшими парами, которые показаны на рис.2.

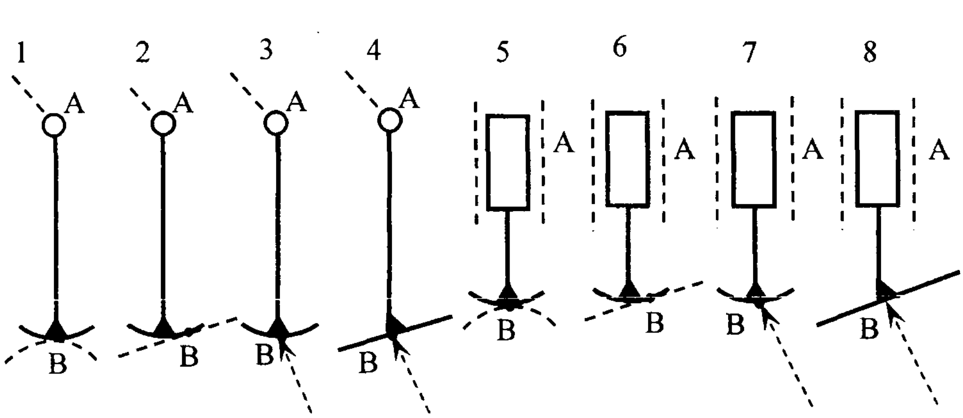

Рис. 2. Восемь видов однозвенных групп с высшими парами

Вариант 2. При $n = 2$ из формулы (2) получаем

$$W = 3 \cdot 2 - 2P_н - P_в = 0\text{, или } P_н = \frac{6 - P_в}{2}. \qquad (4)$$

Такие двухзвенные структурные группы должны иметь 2 низшие пары и 2 высшие. Примеры таких структурных групп показаны на рис.3 (на рис.3*б*, *в* в зубчатых механизмах с водилом Н и зубчатыми колёсами 2 с вращательными парами O_2, O_H).

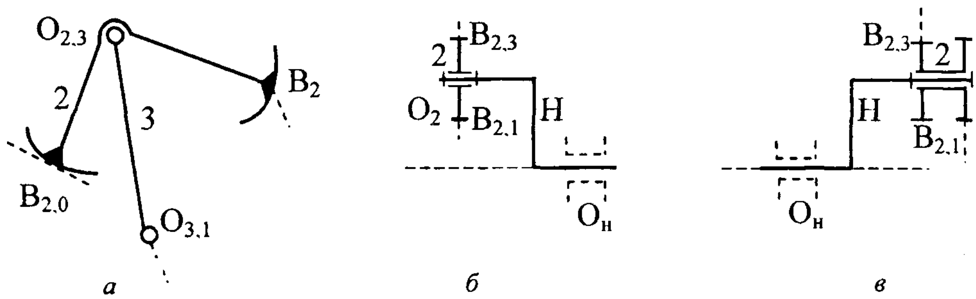

Рис. 3. Двухзвенные структурные группы с высшими парами $B_{i,j}$

При структурном синтезе плоских идеальных механизмов из однозвенных групп на рис.1, присоединяя их начальному (входному) звену 1 и стойке 0 получаются механизмы 2-ого класса (рис.4), а из двухзвенных групп на рис.3 получаются механизмы 3-ого класса (по классификации Артоболевского И.И.).

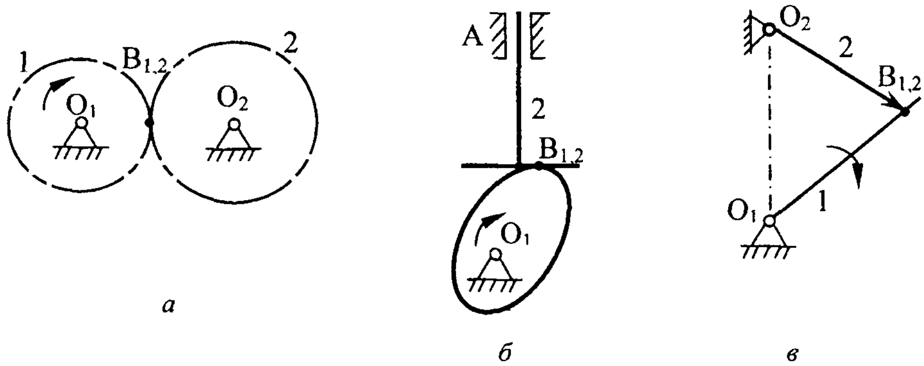

Рис. 4. Плоские механизмы 2-го класса с однозвенными группами с высшими парами: а – зубчатый; б – кулачковый; в – поводковый

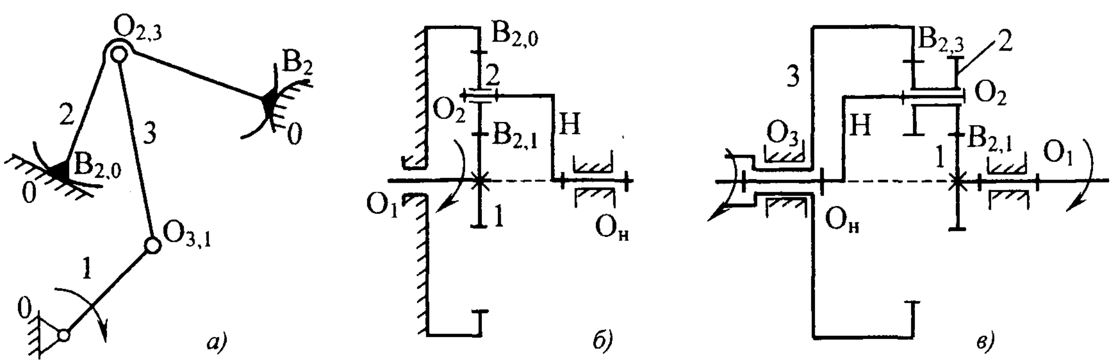

Рис. 5. Плоские механизмы 3-го класса с двухзвенными группами с высшими парами $B_{i,j}$

Формула строения механизмов на рис. 4 со степенью свободы $W = 1$:

$$\mathrm{I}(0,1) \rightarrow \mathrm{II}(2)B_{1,2} \tag{5}$$

т.е. к механизму 1-го класса из стойки 0 и начального (входного) звена 1 присоединена однозвенная группа 2-го класса $\mathrm{II}(2)\mathrm{B}_{i,j}$, состоящая из звена 2 с высшей парой $B_{i,j}$. Для плоских механизмов на рис. 5 с двухзвенными структурными группами формулы строения записываются в следующем виде.

Для кулачкового механизма на рис.5, *а* с W=1 (т. к. $n = 3$, $P_н = 3$, $P_в = 2$)

$$\mathrm{I}(0,1) \rightarrow \mathrm{III}(2,3)_{B_{3,0}}^{B_{2,0}} \tag{6}$$

т.е. к механизму 1-го класса из стойки 0 начального кривошипа 1 присоединена двухзвенная группа 3-го класса $\mathrm{III}(2,3)_{B_{3,0}}^{B_{2,0}}$ из звеньев 2, 3 с двумя высшими парами $B_{2,0}$ и $\mathrm{B}_{3,0}$.

Для зубчатого планетарного механизма на рис.5*б* с $W = 1$ ($n = 3$, $P_н = 3$, $P_в = 2$)

$$\mathrm{I}(0,1) \rightarrow \mathrm{III}(2,H)_{B_{2,1}}^{B_{2,0}}, \tag{7}$$

где H – рычаг, водило.

Для зубчатого дифференциального механизма на рис.5*в* с $W = 2$ ($n = 4$, $P_н = 4$, $P_в = 2$)

$$\mathrm{I}(0,1) \rightarrow \mathrm{III}(2,H)_{B_{2,3}}^{B_{2,1}} \leftarrow \mathrm{I}(0,3), \tag{8}$$

т.е. к двум механизмам 1-го класса из стойки 0 и входных звеньев 1, 3 присоединяется двухзвенная группа 3-го класса $\mathrm{III}(2,3)_{B_{2,3}}^{B_{2,1}}$ с двумя высшими парами $B_{2,1}$ и $B_{2,3}$.

Для известного зубчатого механизма замкнутого дифференциала на рис. 6 с $n = 5$, $P_н = 5$, $P_в = 4$ и $W = 1$ формула строения.

$$\begin{array}{ccccc} & \mathrm{W}=+1 & & \mathrm{W}=0 & \Sigma\mathrm{W}=1 \\ \rightarrow & \mathrm{I}(0,1) & \rightarrow & \mathrm{III}(2,H) & \rightarrow \\ & & & \downarrow \qquad \uparrow & \\ & & & \mathrm{II}(3)_{\mathrm{B}_{2,3}} \rightarrow \mathrm{II}(4)_{\mathrm{B}_{4,0}} & \\ & & & \mathrm{W}=0 \qquad \mathrm{W}=0 & \end{array} \tag{8}$$

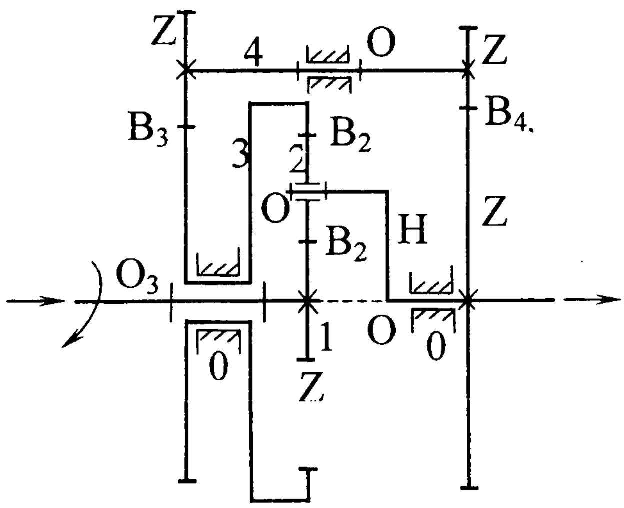

Рис. 6. Структурная схема зубчатого механизма замкнутого дифференциала

Из формулы строения (8) следует, что к механизму 1-го класса (с $W = +1$) из стойки 0 и входного зубчатого колеса 1 присоединена двухзвенная группа ($W = 0$) 3-го класса $\mathrm{III}(2,H)_{B_{2,3}}^{B_{1,2}}$ из сателлита 2 и водила H с высшими зубчатыми парами $B_{1,2}$ и $B_{2,3}$, и от этой группы вращение передаётся на выход, т.е. на водило Н. Параллельно к этой группе присоединена группа из колеса 3 с вращательной парой $O_{3,1}$ и высшей парой $B_{2,3}$, имеющая $W = 0$, а к этой группе присоединена другая замыкающая группа с колесом 4 и высшими зубчатыми парами $B_{3,4}$ и $B_{4,5}$, в которой $W = 0$, и от колеса 4 через колесо Z_5 вращение передаётся параллельно на выход, т.е. на водило H.

Таким образом, структурная группа формула строения показывает не только последовательность присоединения звеньев, кинематических цепей с $W = 0$, но и указывает в дальнейшем на последовательность кинематического анализа и силового расчёта. А введение структурных (статически определимых) групп с высшими парами с $W = 0$ позволяет как упростить структурные схемы механизмов (не вводить условные громоздкие заменяющие механизмы), так и структурный анализ и структурный синтез механизмов, а далее кинематический анализ и кинетостатический расчёт.

В данной работе анализировались идеальные плоские механизмы с высшими парами без избыточных связей и местных подвижностей. Далее возможно обобщение на реальные (в большинстве пространственные) механизмы с числом связей $q \neq 0$, которые уже во многом разработаны в работах Решетова Л.Н.,[3], авторов из МВТУ [4] и др.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
2. Семёнов М.В. Структура механизмов. – М.: Физматгиз, 1959. – 287 с.
3. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов.-М.: Машиностроение.1972. – 256 с.
4. Теория механизмов и машин.: учебник для втузов / К.В. Фролов [и др.]; под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.