

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ С ШАРНИРНЫМИ УЗЛАМИ

Среди плоских шарнирно-стержневых механизмов (рис. 1) имеются механизмы, особенность которых заключается в соосности двух или большего числа шарниров (рис. 2). Совокупность соосных шарниров данного механизма условимся называть шарнирным узлом.

Кинестатический анализ (силовой расчет) механизмов с шарнирными узлами характеризуется рядом специфических особенностей, попытка выяснения которых изложена только в книге С. Н. Кожевникова «Теория механизмов и машин», изд. «Машиностроение», 1969 г. К сожалению, рассмотрение таких особенностей в указанной книге не является четким и полным, и требуется их более исчерпывающее и строгое выяснение.

Приступая к силовому расчету плоского шарнирно-стержневого механизма с шарнирным узлом, следует в первую очередь обратить внимание на реальную схему шарнирного узла. Это существенное обстоятельство не принято во внимание в вышеуказанной книге.

Шарнирный узел механизма, показанного на фиг. 2, образован двумя вращательными парами 5-го класса (по класси-

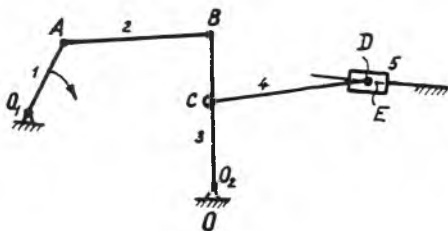


Рис. 1.

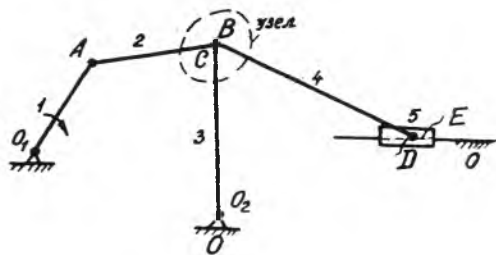


Рис. 2.

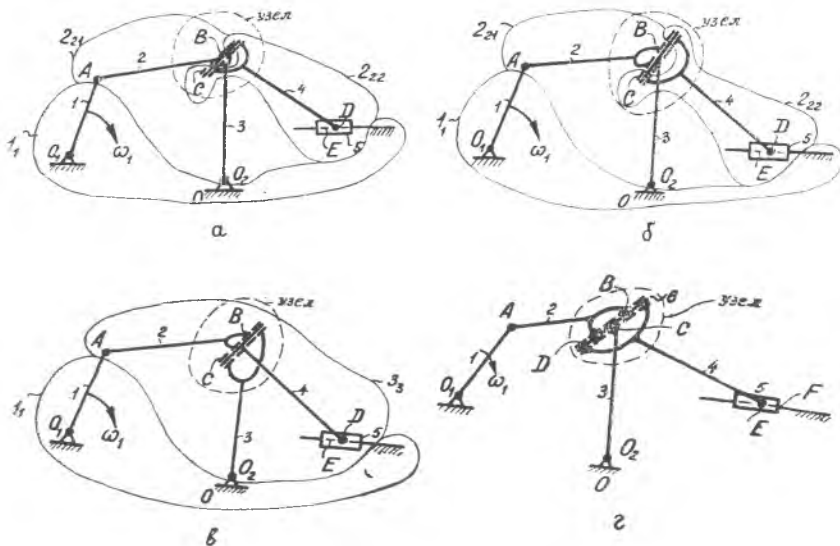


Рис. 3.

фикации кинематических пар, предложенной И. И. Артоболовским), парами B и C , и может быть осуществлен в одном из следующих четырех конструктивных вариантов (рис. 3).

При выполнении узла по рис. 3 а механизм может быть расчленен на три структурные группы (группы Л. В. Ассура), показанные на этой фигуре, и формула строения механизма такова: $1_1 \rightarrow 2_{21} \rightarrow 2_{22}$. В этом случае кинематическая пара B образована звеньями 2 и 3, а пара C — звеньями 2 и 4.

В варианте по рис. 3 б механизм имеет ту же формулу строения, пара B образована также звеньями 2 и 3, но пара C теперь состоит из звеньев 3 и 4.

В случае фиг. 3, в формула строения механизма иная, $1_1 \rightarrow 3_3$, пара B образована звеньями 2 и 4, а пара C — звеньями 3 и 4. Таким образом, в данном случае общий центр пар B и C узла является особой точкой (точкой Л. В. Ассура).

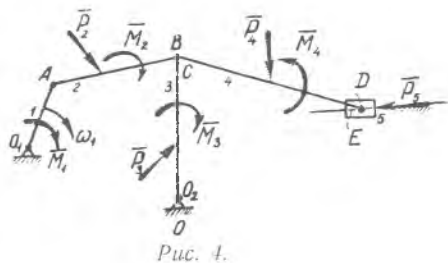
Особое место занимает вариант осуществления механизма по фиг. 3 г. Здесь шарнирный узел образован с помощью дополнительного звена, пальца $б$, и поэтому в структурном отношении механизма с пальцем формально является неопределенным.

Прежде чем приступить к силовому расчету механизма с шарнирным узлом, также важно сделать следующие две оговорки.

Во-первых, такой расчет, как и силовой расчет обычных механизмов, без шарнирных узлов, возможен при условии

предварительного расчленения механизма на структурные (статически определенные) группы и выполнения расчета в порядке, противоположном формуле строения механизма.

Во-вторых, выполняя рассматриваемый расчет, будем считать, так же, как это принято в теории механизмов и машин при кинестатическом расчете плоских шарнирно-стержневых механизмов, что вся система нагрузок, действующих на механизм, является плоской системой, нагрузки которой заключены в плоскости продольной симметрии механизма.



Итак, пусть имеется плоский шарнирно-стержневой механизм с шарнирным узлом, последовательно осуществленным в четырех, показанных на рис. 3, конструктивных вариантах, и пусть к звеньям механизма приложены внешние нагрузки, представленные на рис. 4. Требуется определить, вызванные такими нагрузками, давления в кинематических парах механизма.

Для двух первых вариантов механизма (рис. 3, а и 3, б) определение сил давлений в кинематических парах должно быть начато с группы 2₂₂, состоящей из звеньев 4 и 5 и пар 5-го класса C, D и E. Определение таких сил в парах этой группы производится обычным образом, например по способу Н. Г. Бруевича, и не требует рассмотрения и пояснений в настоящем сообщении.

Для двух первых вариантов механизма (рис. 3, а и 3, б) определение сил давлений в кинематических парах должно быть начато с группы 2₂₂, состоящей из звеньев 4 и 5 и пар 5-го класса C, D и E. Определение таких сил в парах этой группы производится обычным образом, например по способу Н. Г. Бруевича, и не требует рассмотрения и пояснений в настоящем сообщении.

Будем считать, что указанные силы уже определены и что, в частности, найдены величина и направление силы давления $\bar{R}_C^{(1,2)}$, действующей в паре C на звено 4. Сила $\bar{R}_C^{(1,2)}$ является реакцией группы 2₂₁ на звено 4, обусловленной нагрузками \bar{P}_1, \bar{M}_4 и \bar{P}_5 , приложенными к звеньям группы 2₂₂.

В свою очередь, на группу 2₂₁ в паре C действует сила давления $\bar{P}_C^{(1,2)}$, численно равная, но противоположная $\bar{R}_C^{(1,2)}$. В случае, когда шарнирный узел выполнен по варианту фиг. 3а, сила $\bar{P}_C^{(1,2)}$ приложена к звену 2, а когда такой узел осуществлен согласно рис. 3б, эта сила приложена к звену 3.

При оформлении шарнирного узла по фиг. 3в звено 4, как отмечалось, входит в обе пары узла, пары B и C, и общий центр таких пар является особой точкой. В связи с этим, на звено 4 со стороны звеньев 2 и 3 действует суммарная (условная) реакция $\bar{R}_{B,C}^{(3)} = \bar{R}_B^{(3)} + \bar{R}_C^{(3)}$, составляющие $\bar{R}_B^{(3)}$ и $\bar{R}_C^{(3)}$ которой еще не

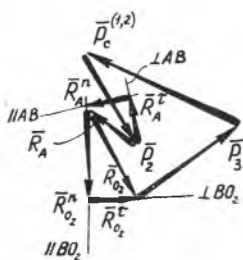


Рис. 5.

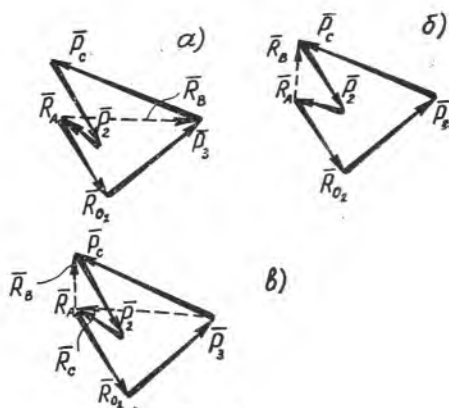


Рис. 6.

известны, но известна сама $\vec{R}_{B,C}^{(3)}$, равная $\vec{R}_C^{(1,2)}$ в двух предыдущих случаях.

Наконец, когда узел осуществлен с помощью пальца б (рис. 3г), роль реакции $\vec{R}_D^{(4)}$ в паре D целиком возьмет на себя сила $\vec{R}_{B,C}^{(3)}$ предыдущего, третьего случая, так же, как и в таком случае, равная $\vec{R}_B^{(3)} + \vec{R}_C^{(3)}$, причем $\vec{R}_B^{(3)} = \vec{R}_B^{(4)}$, $\vec{R}_C^{(3)} = \vec{R}_C^{(4)}$.

Знание $\vec{R}_C^{(1,2)}$ и того, что $\vec{R}_C^{(1,2)} = \vec{R}_{B,C}^{(3)} = \vec{R}_D^{(4)} = -\vec{P}_C^{(1,2)}$, позволяет определить силы давлений \vec{R}_A , \vec{R}_{O_2} , $\vec{R}_B^{(1)}$, $\vec{R}_B^{(2)}$, $\vec{R}_B^{(3)}$, $\vec{R}_B^{(4)}$, $\vec{R}_C^{(3)}$, $\vec{R}_C^{(4)}$ в соответствующих кинематических парах конструктивных вариантов механизма.

Первыми из таких неизвестных найдем \vec{R}_A и \vec{R}_{O_2} , одинаковые для всех четырех рассматриваемых конструктивных случаев. \vec{R}_A и \vec{R}_{O_2} определим, воспользовавшись способом Н. Г. Бруевича (рис. 5).

Определение других неизвестных, $\vec{R}_B^{(1)}$, $\vec{R}_B^{(2)}$, $\vec{R}_B^{(3)}$, $\vec{R}_B^{(4)}$, $\vec{R}_C^{(3)}$, $\vec{R}_C^{(4)}$, являющихся остающимися искомыми силами давлений в шарнирном узле, теперь легко осуществимо путем рассмотрения и замыкания частей плана сил, показанного на рис. 5. Соответствующие этому построения приведены на рис. 6.

Случай рис. 6а отвечает шарнирному узлу рис. 3а. На рис. 6а имеются: \vec{P}_C — сила давления в паре C звена 4 на звено 2, \vec{R}_B — сила давления в паре B звена 3 на звено 2.

Рис 6б отвечает узлу на рис. 3б. Здесь \vec{P}_C — сила давления в паре C звена 4 на звено 3, \vec{R}_B — сила давления в паре B звена 3 на звено 2.

План сил на рис. 6в соответствует узлам на рис. 3в и 3г. В случае узла по рис. 3г \vec{R}_B — сила давления в паре B звена 4 на звено 2, \vec{R}_C — сила давления в паре C звена 4 на звено 3, \vec{P}_C —

условная сила, равнодействующая R_B и \overline{R}_C . В случае узла по рис. 3г \overline{R}_B — сила давления в паре B пальца b на звено 2, \overline{R}_C — сила давления в паре C пальца b на звено 3, \overline{P}_C — сила давления в паре D звена 4 на палец b .

Вышерассмотренное освещает способ правильного определения сил давлений в кинематических парах шарнирного узла и указывает путь выбора оптимальной конструкции такого узла, отвечающей минимальным давлениям в его кинематических парах. Эти способ и путь могут быть использованы и в строительной механике ферм, узлы которых иногда целесообразно выполнять разъемными, на пальцах.