

не противоречит системе (19). Во всех уравнениях, где слева присутствуют обозначения A и G , справа присутствуют кинематические пары p_5 . Упростим систему уравнений (19) вводом в них вместо A и G кинематических пар p_5

$$\begin{cases} B + C + D + E + F = 3p_5 + 2p_3, \\ B + D + E = 2p_5 + p_3, \\ C + E = p_5 + p_3, \\ B + C + E = 2p_5 + p_3, \\ D + F = p_5 + p_3. \end{cases} \quad (20)$$

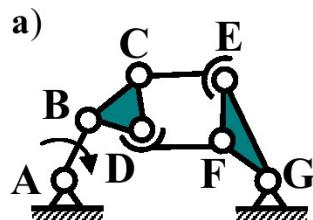


Рис.3 Шестизвездочный механизм с частичным уменьшением в нем избыточных связей

Подставкой третьего уравнения системы (20) в четвертое получим $B = p_5$. При подстановке чет-

вертого уравнения в первое получим $D + F = p_5 + p_3$, что тождественно пятому уравнению. Если второе уравнение подставить в первое, то получим два тождественных уравнения $C + E = p_5 + p_3$. Отсюда можно утверждать, что в паре D может быть использована как пара p_5 так и пара p_3 , а в F соответственно $-p_3$ или p_5 , аналогично, в паре $C - p_5$ или p_3 , а в $E - p_3$ или p_5 .

На рис. 3 приведен преобразованный шестизвездочный (рис.1) механизм, где кинематические пары p_5 в точках D и E заменены на пары p_3 .

Таким образом, устанавливая в точках D и E механизма (рис. 1) сферические или квазисферические кинематические пары, можно существенно уменьшить в нем число избыточных связей, а именно от $q = 6$ в случае, когда в нем все пары p_5 , до $q = 2$, если введены две сферические пары. Аналогично можно найти решения для случая перевода механизма из третьего семейства во второе или в нулевое.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Изд. второе и перераб., М.: Машиностроение, 1985, 272 С.
2. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов. Учебное пособие. Новокузнецк. СибГГМА, 1994. 102с.
3. Дворников Л.Т., Гудимова Л.Н. Опыт исключения избыточных связей в шестизвездных плоских механизмах // Изв. ВУЗов. Машиностроение. 2007. №5. С.29-38.

□ Авторы статьи:

Дворников
Леонид Трофимович
– д.т.н., проф., зав. каф. теории механизмов и машин и основ конструирования (Сибирский Государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк).

Гудимова
Л.Н.
– к.т.н., доц. каф. теории механизмов и машин и основ конструирования (Сибирский Государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк).

УДК 621.01

Л.Т. Дворников, С.П. Стариков

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ И КИНЕТОСТАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХСЕКЦИОННОГО ГРОХОТА

Совершенствование машин, обеспечивающих грохочение, т.е. разделение и сортировку сыпучих материалов, связывается, в частности, с поиском их принципиально новых схем и конструкций. Одним из направлений такого совершенствования является применение многосекционных грохотов с использованием единого привода.

Примером такого технического решения является двухсекционный грохот [1], представляющий собой восемизвездную кинематическую цепь, включающую в свой состав сложную шестизвездную группу нулевой подвижности. Особенностью такого грохota является невозможность его кине-

матического и кинетостатического исследования простейшими методами.

Схема двухсекционного грохота, показана на рис. 1. Целью его создания является обеспечение высокой жесткости и уравновешенности конструкции за счет связывания секций друг с другом через шарнир и использованием одного приводного звена.

Механизм состоит из кривошипа 1 (O_2A), соединенного с приводным двигателем (не показан), шатуна 2 (AC), коромысл 3 (O_1B), 4 (O_3E), 5 (O_4F) и секций (коробов) 6 и 7. Секция 6 связывается в кинематическую цепь с секцией 7 через

шарнир **D**, а шатун **2** соединяется с кривошипом **1** в шарнире **A**.

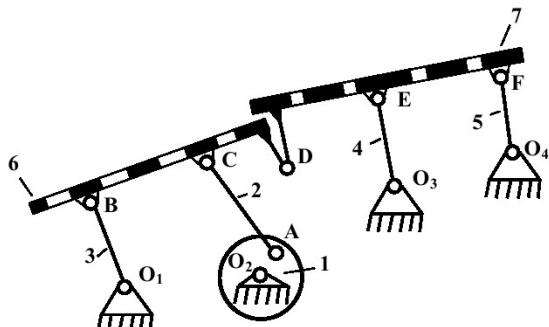


Рис. 1. Схема восьмизвездного двухсекционного грохота

Работает механизм грохота следующим образом. При полном повороте кривошипа **1** шатун **2**, передает качательные движения секции **6**, которая, в свою очередь передает движение секции **7**. При этом секции **6** и **7** опираются на коромысла **3**, **4**, **5** и на этих коромыслах совершают возвратно-качательные движения. Обрабатываемый материал помещается сверху и просеивается через окна (отверстия) в секциях **6** и **7**. Отверстия в коробах выполнены разных размеров. Часть материала, не прошедшего через окна в коробе **7**, пересыпается на короб **6**.

Работоспособность механизма может быть доказана на основе известной формулы Чебышева П.Л. ([2], стр. 518)

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

где **W** - подвижность механизма, **n** - число подвижных звеньев, **p₅** - число одноподвижных кинематических пар.

В рассматриваемом механизме **n=7**, восьмое звено – стойка, **p₅=10** и тогда **W=3·7-2·10=1**, т.е. заданном движении кривошипа все остальные звенья будут двигаться вполне определенно.

Обратимся к поиску методов кинематического и кинетостатического исследования двухсекционного грохота. Покажем кинематическое решение в самом общем виде (рис. 3).

Как видно из рис. 1 механизм грохота содержит в своем составе группу нулевой подвижности, а именно нормальную шестизвездную группу Ассура четвертого класса (рис.2).

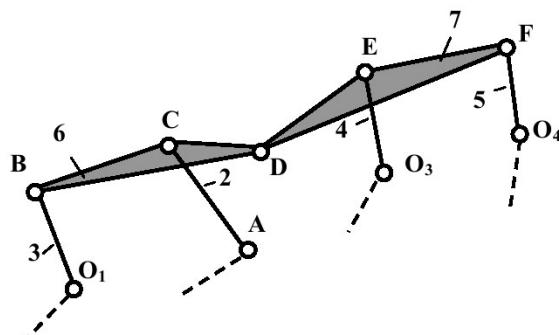


Рис. 2. Нормальная шестизвездная группа Ассура

Исследовать кинематику рассматриваемого механизма – это значит по заданной угловой скорости ведущего звена, определить скорости (ускорения) всех остальных точек и угловые скорости (ускорения) всех звеньев механизма.

Используем для этой цели графоаналитический метод кинематического исследования.

Прежде всего, по заданной угловой скорости первого звена (ω_1) определим скорость в шарнире **A** из следующего уравнения

$$\bar{V}_A = \omega_1 \cdot l_{O_2 A}.$$

Скорости точек **O₁**, **O₃** и **O₄** равны нулю, так как эти обозначенные шарниры закреплены на стойку.

Показанная на рисунке цепь является элементарной, т.е. не может быть разделена на менее сложные группы, например, двухзвенные – диады.

Приступим к ее решению.

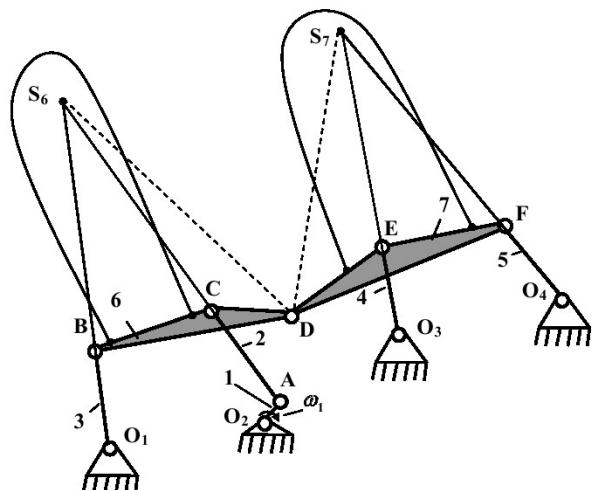


Рис. 3 Механизм нового двухсекционного грохота

На пересечении продолжений поводков **BO₁** и **CA** (рис.3) фиксируем точку **S₆** – точку Ассура для звена **6**, а на пересечении продолжений поводков **EO₃** и **FO₄** фиксируем точку **S₇** – точку Ассура для седьмого звена. Скорость точки Ассура **S₆** может быть найдена из кинематических соотношений через известные скорости $V_{O_1} = 0$ и \bar{V}_A ,

$$\begin{cases} \bar{V}_{S_6} = \bar{V}_A + \bar{V}_{CA} + \bar{V}_{S_6 C}, \\ \bar{V}_{S_6} = \bar{V}_{O_1} + \bar{V}_{BO_1} + \bar{V}_{S_6 B}, \\ \bar{V}_{CA} + \bar{V}_{S_6 C} \perp CA, \quad \bar{V}_{BO_1} + \bar{V}_{S_6 B} \perp BO_1 \end{cases}$$

При этом скорость точки **S₇** есть мгновенный центр вращения звена **7**. И тогда по известным скоростям V_{S_6} и $V_{S_7} = 0$ становится возможным найти скорость точки **D** (V_D),

$$\begin{cases} \bar{V}_D = \bar{V}_{S_6} + \bar{V}_{DS_6}, \\ \bar{V}_D = \bar{V}_{S_7} + \bar{V}_{DS_7}, \end{cases}$$

$$\overline{V_{DS_6}} \perp DS_6, \quad \overline{V_{DS_7}} \perp DS_7$$

Определение скоростей всех остальных точек (**C**, **B**, **E** и **F**) механизма не представляет сложным

$$\begin{cases} \overline{V_C} = \overline{V_D} + \overline{V_{CD}}, \\ \overline{V_C} = \overline{V_A} + \overline{V_{CA}}, \end{cases} \quad \begin{cases} \overline{V_B} = \overline{V_C} + \overline{V_{BC}}, \\ \overline{V_B} = \overline{V_{O_1}} + \overline{V_{BO_1}}, \end{cases}$$

$$\overline{V_{CD}} \perp CD, \quad \overline{V_{CA}} \perp CA,$$

$$\overline{V_{BC}} \perp BC, \quad \overline{V_{BO_1}} \perp BO_1,$$

$$\begin{cases} \overline{V_E} = \overline{V_D} + \overline{V_{ED}}, \\ \overline{V_E} = \overline{V_{O_3}} + \overline{V_{EO_3}}, \end{cases} \quad \begin{cases} \overline{V_F} = \overline{V_E} + \overline{V_{EF}}, \\ \overline{V_F} = \overline{V_{O_4}} + \overline{V_{FO_4}}, \end{cases}$$

$$\overline{V_{ED}} \perp ED, \quad \overline{V_{EO_3}} \perp EO_3,$$

$$\overline{V_{FE}} \perp FE, \quad \overline{V_{FO_4}} \perp FO_4.$$

После того, как стали известны скорости всех точек механизма можно построить план скоростей (рис. 4).

Угловые скорости звеньев определяются из зависимостей

$$\omega_2 = \frac{\overline{V_{CA}}}{\ell_{CA}}, \text{ и т.д.}$$

Определение ускорений происходит аналогично определению скоростей, т.е. через определение ускорений точек Ассура S_6 и S_7 .

Прежде чем перейти к кинетостатическому исследованию данного механизма, сформулируем и докажем следующую теорему.

Если в трехшарнирном звене известны тангенциальные составляющие сил реакций во всех трех кинематических парах и если перпендикулярные к ним направления не пересекаются в одной точке, то известными являются и полные реакции во всех кинематических парах этого трехшарнирного звена.

Рассмотрим трехшарнирное звено (рис.5), в котором известны все тангенциальные состав-

ляющие реакций в кинематических парах: \overline{R}_Q^τ , \overline{R}_L^τ и \overline{R}_N^τ .

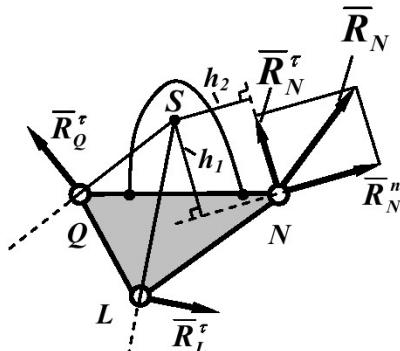


Рис. 5. Силовой анализ трехшарнирного звена

При известных тангенциальных составляющих реакций в кинематических парах оказываются известными и перпендикулярные им направления нормальных составляющих этих реакций. На пересечении продолжений направлений нормальных составляющих реакций в парах **Q** и **L** фиксируем точку **S**. Эта точка принадлежит рассматриваемому звену и, следовательно, относительно ее можно найти сумму моментов сил, действующих на звено,

$$\sum_{\text{звена}} M(S) = 0.$$

Из полученного уравнения можно найти неизвестную реакцию \overline{R}_N^n , т.к. \overline{R}_N^τ известна и также известны плечи h_1 и h_2 этих сил относительно **S**.

Все внешние силы и силы инерции предполагаются известными.

После определения составляющей реакции \overline{R}_N^n может быть найдена полная реакция \overline{R}_N из условия $\overline{R}_N = \overline{R}_N^\tau + \overline{R}_N^n$.

Далее, из уравнения суммы сил, действующих на трехшарнирное звено, можно определить нормальные составляющие

$$\sum_{\text{звена}} \overline{F} = 0 \Rightarrow \overline{R}_Q^n + \overline{R}_L^n.$$

Складывая геометрически составляющие реакций в парах **Q** и **L**, определим полные реакции в них

$$\overline{R}_Q = \overline{R}_Q^\tau + \overline{R}_Q^n \quad \text{и}$$

$$\overline{R}_L = \overline{R}_L^\tau + \overline{R}_L^n, \quad \text{т.е.}$$

сформулированная теорема оказывается доказанной.

Теперь перейдем непосредственно к кинетостатике исследуемого механизма.

Вновь выделяем из ме-

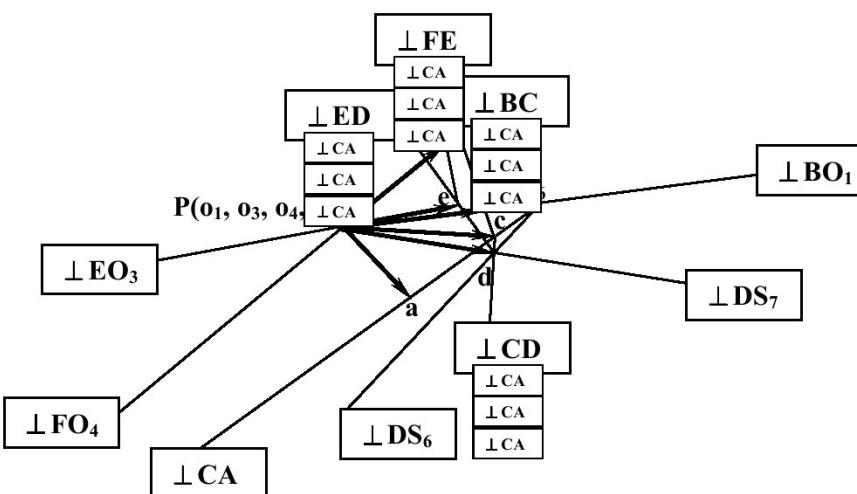


Рис. 4 План скоростей

ханизма структурную группу (рис. 6).

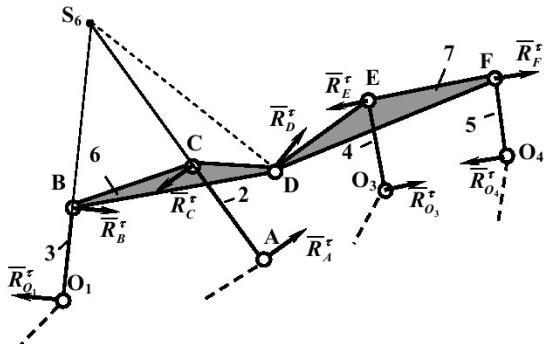


Рис. 6. Структурная группа

Рассмотрим, прежде всего, поводки **BO₁**, **CA**, **EO₃** и **FO₄**. Составим для них уравнения суммы моментов относительно шарниров **B**, **C**, **E** и **F**, а затем - относительно шарниров **O₁**, **A**, **O₃** и **O₄** и определим тангенциальные составляющие реакций в рассматриваемых кинематических парах ($\bar{R}_{O_1}^r$, \bar{R}_A^r , $\bar{R}_{O_3}^r$, $\bar{R}_{O_4}^r$, \bar{R}_B^r , \bar{R}_C^r , \bar{R}_E^r и \bar{R}_F^r)

$$\sum_{\text{звено 3}} M(B) = 0 \Rightarrow \bar{R}_{O_1}^r, \quad \sum_{\text{звено 2}} M(C) = 0 \Rightarrow \bar{R}_A^r,$$

$$\sum_{\text{звено 4}} M(E) = 0 \Rightarrow \bar{R}_{O_3}^r, \quad \sum_{\text{звено 5}} M(F) = 0 \Rightarrow \bar{R}_{O_4}^r,$$

$$\sum_{\text{звено 3}} M(O_1) = 0 \Rightarrow \bar{R}_B^r, \quad \sum_{\text{звено 2}} M(A) = 0 \Rightarrow \bar{R}_C^r,$$

$$\sum_{\text{звено 4}} M(O_3) = 0 \Rightarrow \bar{R}_E^r, \quad \sum_{\text{звено 5}} M(O_4) = 0 \Rightarrow \bar{R}_F^r.$$

На продолжении поводков **BO₁** и **CA** фиксируем точку их пересечения – точку **S₆**. Эта точка принадлежит шестому звену.

Из уравнения суммы моментов относительно точки **S₆** для шестого звена определим тангенциальную составляющую реакции в шарнире **D**, направив ее перпендикулярно линии, соединяющей точки **S₆** и **D**,

$$\sum_{\text{звено 6}} M(S_6) = 0 \Rightarrow \bar{R}_D^r.$$

Теперь можно выделить звено 7. В нем известны тангенциальные составляющие реакций во всех трех кинематических парах и направления нормальных составляющих реакций не пересекаются в одной точке, следовательно, для этого зве-

на можно применить *теорему о реакциях в трехшарнирном звене* и определить все полные реакции в шарнирах **D**, **E** и **F** (\bar{R}_D , \bar{R}_E и \bar{R}_F).

После этого, выделим звено 6 и по векторной сумме сил для него определим полные реакции в шарнирах **B** и **C**

$$\sum_{\text{звено 6}} \bar{F} = 0 \Rightarrow \bar{R}_B \text{ и } \bar{R}_C.$$

Так как стала известна полная реакция в точке **B** поводка 3, становится возможным из уравнения векторной суммы сил, действующих на звено 3, определить полную реакцию и в кинематической паре **O₁**

$$\sum_{\text{звено 3}} \bar{F} = 0 \Rightarrow \bar{R}_{O_1}.$$

Выделяя далее второе звено и составляя для него векторную сумму приложенных сил, определим полную реакцию в шарнире **A**

$$\sum_{\text{звено 2}} \bar{F} = 0 \Rightarrow \bar{R}_A.$$

После этого, выделим поводок 4 и по векторной сумме сил для него определим полную реакцию в шарнире **O₃**

$$\sum_{\text{звено 4}} \bar{F} = 0 \Rightarrow \bar{R}_{O_3}.$$

Выделяя далее поводок 5 и составляя для него векторную сумму приложенных сил, определим полную реакцию в шарнире **O₄**

$$\sum_{\text{звено 5}} \bar{F} = 0 \Rightarrow \bar{R}_{O_4}.$$

Таким образом, на основании приведенного исследования, авторам удалось определить полные реакции во всех кинематических парах структурной группы, т. е. такая группа является полностью кинетостатически разрешимой.

Если обратиться теперь к рис. 1, т.е. непосредственно к механизму грохота, то найденная реакция в шарнире **A**, приложенная к кривошипу 1 с обратным знаком, позволит определить не только реакцию в шарнире **O₂**, но и уравновешивающий момент M_y , приложенный к звену 1, который определит мощность приводного двигателя грохота.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Положительное решение на заявку № 2006111137/03 от 05.04.2006 на полезную модель «Двухсекционного грохота».
2. Крайнев А. Ф. Словарь – справочник по механизмам – М.: Машиностроение, 1987. 560 с.

□ Авторы статьи:

Дворников
Леонид Трофимович
- докт.техн.наук, проф., зав. каф.
«Теории механизмов и машин и основ конструирования»

Стариков
Степан Павлович
- бакалавр (Сибирский государственный индустриальный университет)