ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 62-129.1

Д.В. Желтухин, Л.Т. Дворников

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ С ПОДВИЖНЫМИ ПРИВОДАМИ

Плоские рычажные механизмы с подвижными приводами (МПП) нашли применение во многих отраслях промышленности. Примером таких механизмов могут служить грейдеры, стрелы экскаваторов, бульдозеры, шасси и т.д. [1]. Особенностью таких механизмов является обязательное использование в них линейных приводов в виде гидроцилиндров, снабженных поршнями со штоками, образующих поступательные кинематические пары. Число таких одноподвижных поступательных пар пятого класса $p_{5П}$ однозначно определяет подвижность механизма W, т.е. $W = p_{5П}$.

Если представить теперь общее число одноподвижных кинематических пар p_5 как сумму поступательных $p_{5П}$ и вращательных $p_{5В}$

$$p_5 = p_{5П} + p_{5В},$$

то в соответствии с формулой подвижности Чебышева П.Л. $W = 3n - 2p_5$, число вращательных пар $p_{5В}$ определится как

$$p_{5B} = \frac{3}{2}(n - W)$$

По приведенным зависимостям при заданных значениях W и n легко определить потребное число кинематических пар.

Обратимся к задаче кинематического исследования МПП. Особенность задачи связана с тем, что движение в этих механизмах задается путем подачи рабочей жидкости в поршневые или штоковые полости гидроцилиндров, т.е. изначально известными оказываются скорости поршней со штоками относительно гидроцилиндров, что требует разработки особых приемов при проведении их кинематического исследования. Покажем один из таких приемов, рассматриваемый ранее в работе [2], придав ему строгое методическое обоснование. Рассмотрим для этого трехподвижную кинематическую цепь десятизвенного механизма (рис.1). Закон движения точки K в этом механизме определяется тремя приводами *1-2*, *4-5* и *7-8*, которые могут включаться независимо друг от друга.

Задачей исследования является определение линейных скоростей характерных точек механизма A, B, C, D, E, F, G, K и угловых скоростей всех звеньев. Зададимся линейными скоростями поршней *2*, *5* и *8* относительно цилиндров *1*, *4* и *7* соответственно: $\vec{V}_{21}$, $\vec{V}_{54}$ и $\vec{V}_{87}$.

Прежде всего, найдем скорости точек A_1, A_2 и A_3 звеньев *1*, *2* и *3*, сосредоточенных одномоментно в точке A. Запишем уравнение движения точки A_2

$$\vec{V}_{A_2} = \vec{V}_{A_1O_1} + \vec{V}_{21} \qquad (1)$$

здесь скорость $\vec{V}_{21}$ известна по величине (задана) и по направлению, а именно $\vec{V}_{21} \| O_1A$. Вектор скорости $\vec{V}_{A_1O_1}$ известен только по направлению, $\vec{V}_{A_1O_1} \perp O_1A$. Линейные скорости точек A_3 и A_2

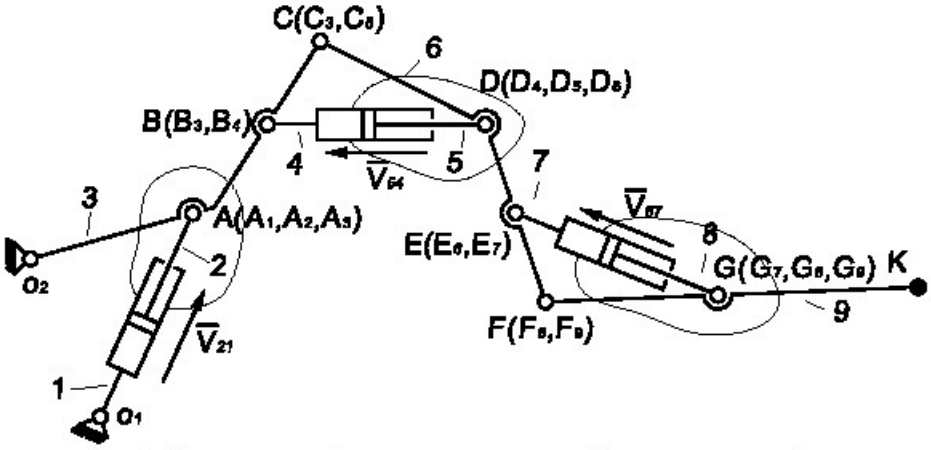

Рис. 1. Десятизвенный механизм с тремя подвижными приводами

одинаковы, т.е. $\vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{A_2}$, т.к. эти точки сосредоточены в центре шарнира ***A*** и движутся совместно. Учитывая это равенство, перепишем (1) в виде

$$\vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{A_1O_1} + \vec{V}_{21} \qquad (2)$$

Рассмотрим далее точку A_3 в составе звена *3*. Ее скорость определится как

$$\vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{A_3O_2} \qquad (3)$$

где $\vec{V}_{O_2} = \mathbf{0}$, а $\vec{V}_{A_3O_2} \perp O_2A$. Уравнения (2) и (3) сведем в систему

$$\begin{cases} \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{A_1O_1} + \vec{V}_{21}, \\ \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{A_3O_2}. \end{cases} \qquad (4)$$

Чтобы решить эту систему графически, т.е. построить план скоростей, используем прием условного переноса относительной скорости $\vec{V}_{21}$ в полюс плана, т.е. проведем в выбранном масштабе из полюса *p* (рис. 2) пунктиром л вектор заданной скорости $\vec{V}_{21}$ в виде условного вектора $\overrightarrow{pa'_1}$.

Далее, из конца построенного вектора проводим направление относительной скорости $\vec{V}_{A_1O_1}$, перпендикулярно O_1A, а из полюса – направление скорости точки A_3 перпендикулярно O_2A. Эти два направления пересекутся в точке $a_3(a_2)$. Достраивая треугольник векторов $\vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{A_1O_1} + \vec{V}_{21}$ параллельным переносом $\overrightarrow{pa'_1}$ и $\overrightarrow{a'_1a_3}$ в их истинные положения, найдем вектора скоростей $\vec{V}_{A_1O_1}$ и $\vec{V}_{21}$. По найденной скорости $\vec{V}_{A_3}$ определится угловая скорость звена 3

$$\omega_3 = V_{A_3} / l_{O_2A}.$$

Так как точки *B* и *C* принадлежат звену *3*, то их скорости могут быть определены как $V_{B_3} = \omega_3 \cdot l_{O_2B}$ и $V_{C_3} = \omega_3 \cdot l_{O_2C}$. Величины этих скоростей на плане найдутся из подобия фигур на схеме механизма и на плане скоростей $\Delta O_2AB \sim \Delta pa_3b_3$, $\Delta O_2AC \sim \Delta pa_3c_3$, откуда

$$a_3b_3 = \frac{AB \cdot pa_3}{O_2A} \quad \text{и} \quad a_3c_3 = \frac{AC \cdot pa_3}{O_2A}. \qquad (5)$$

В том случае, если гидроцилиндры *5-4* и *8-7* не включаются в работу, точка *K* будет принадлежать звену *3* и ее скорость определится из зависимости $V_K = \omega_3 \cdot l_{O_2K}$.

Рассмотрим далее движение точек D_4, D_5 и D_6 звеньев *4*, *5* и *6*, при подаче жидкости в штоковую полость гидропривода *4-5*. При этом поршень *5* получает относительно звена *4* заданную скорость $\vec{V}_{54}$. Линейные скорости точек D_6 и D_5 одинаковы, т.е. $\vec{V}_{D_6} = \vec{V}_{D_5}$, т.к. эти точки – есть точки центра шарнира *D* и движутся совместно. Скорость $\vec{V}_{D_6}$ относительно точки B_3

$$\vec{V}_{D_6} = \vec{V}_{B_3} + \vec{V}_{D_4B_3} + \vec{V}_{54} \qquad (6)$$

При этом $\vec{V}_{D_4} = \vec{V}_{B_4} + \vec{V}_{D_4B_4}$, а $\vec{V}_{B_4} = \vec{V}_{B_3}$. Скорость точки D_5 окажется равной $\vec{V}_{D_5} = \vec{V}_{D_4} + \vec{V}_{54}$.

С другой стороны

$$\vec{V}_{D_6} = \vec{V}_{C_6} + \vec{V}_{D_6C_6} \qquad (7)$$

где $\vec{V}_{C_6} = \vec{V}_{C_3}$, а скорость $\vec{V}_{C_3}$ уже найдена.

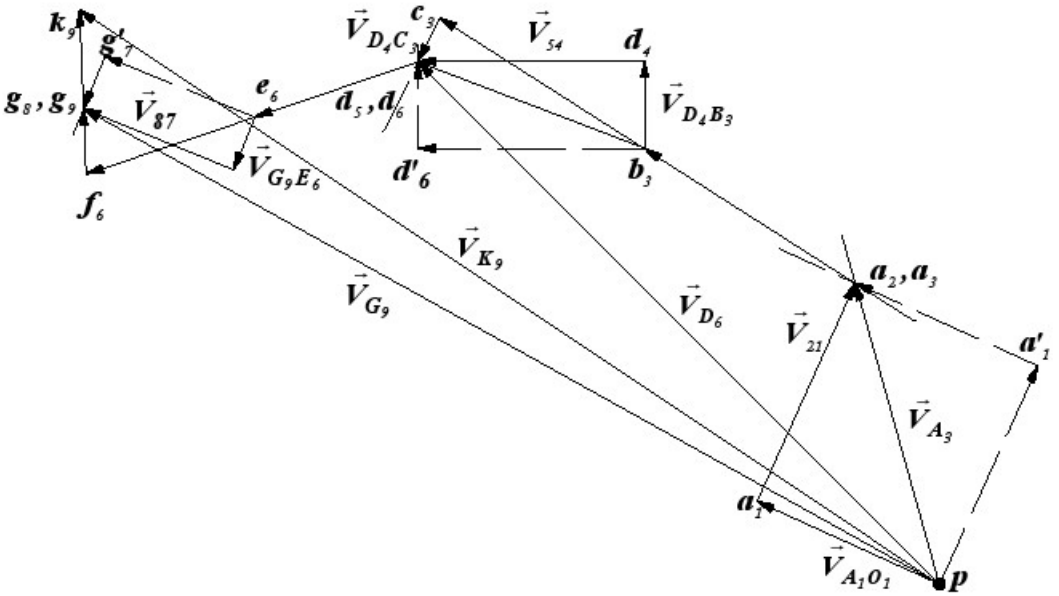

Рис.2. План скоростей

Сведем уравнения (6) и (7) в систему

$$\begin{cases}\vec{V}_{D_6} = \vec{V}_{B_3} + \vec{V}_{D_4B_3} + \vec{V}_{54}, \\ \vec{V}_{D_6} = \vec{V}_{C_3} + \vec{V}_{D_6C_3}.\end{cases} \quad (8)$$

Используя прием условного переноса относительной скорости, проводим пунктирной линией отрезок $b_3d'_6$, равный вектору $\vec{V}_{54}$ в принятом масштабе. Из конца этого отрезка проводим также пунктиром направление вектора скорости $\vec{V}_{D_4B_3}$, перпендикулярно *BD*, а из точки c_3 – направление скорости $\vec{V}_{D_6C_3}$, перпендикулярно ***CD***. Эти два направления пересекутся в точке $d_6(d_5)$ и определят истинные положения векторов скоростей $\vec{V}_{D_4B_3}$ и $\vec{V}_{54}$.

Местоположение точек e_6 и f_6 на плане определится из подобия треугольников на схеме механизма и на плане скоростей $\Delta CDE \sim \Delta c_3d_6e_6$ и $\Delta CDF \sim \Delta c_3d_6f_6$

$$d_6e_6 = \frac{DE \cdot c_3d_6}{CD} \text{ и } d_6f_6 = \frac{DF \cdot c_3d_6}{CD}. \quad (9)$$

Угловая скорость звена ***6*** относительно звена ***3*** определится как $\omega_{63} = V_{D_6C_3} / l_{CD}$, а угловая скорость звена *6* относительно O_2, как $\omega_{6O_2} = \omega_3 + \omega_{63}$.

Перейдем к гидроприводу *8-7*. Если его не включать в работу, звенья *6*, *7*, *8* и *9* образуют жесткий треугольный контур, который входит в состав звена *6*. В этом случае, скорость точки *K* определится формулой $\vec{V}_K = \vec{V}_{C_3} + \vec{V}_{KC_3}$, где $\vec{V}_{KC_3} = \omega_6 \cdot l_{CK}$ и $\vec{V}_{KC_3}$ перпендикулярна *CK*.

При подаче жидкости в поршневую полость гидропривода *8-7*, звено *9* получит движение относительно звена *6*.

При этом скорость точки G_9, равная G_8 ($\vec{V}_{G_9} = \vec{V}_{G_8}$) может быть найдена из системы уравнений

$$\begin{cases}\vec{V}_{G_9} = \vec{V}_{E_6} + \vec{V}_{G_9E_6} + \vec{V}_{87}, \\ \vec{V}_{G_9} = \vec{V}_{F_6} + \vec{V}_{G_9F_6}.\end{cases} \quad (10)$$

Для нахождения положения точки $g_9(g_8)$ на плане, проведем из точки e_6 пунктирной линией вектор известной относительной скорости $\vec{V}_{87}$, параллельно *EG* в виде отрезка $e_6g'_7$ в масштабе плана, а затем из его конца направление вектора скорости $\vec{V}_{G_9E_6}$, перпендикулярно *EG*. Далее из точки f_6, перпендикулярно звену *FG* проведем направление скорости $\vec{V}_{G_9F_6}$.

Пересечение направлений $\vec{V}_{G_9E_6}$ и $\vec{V}_{G_9F_6}$ определит точку $g_9(g_8)$ и позволит найти истинные положения на плане векторов скоростей $\vec{V}_{87}$ и $\vec{V}_{G_9E_6}$.

Положение точки k_9 на плане определим из подобия

$$g_9k_9 = \frac{GK \cdot f_6g_9}{FG} \quad (11)$$

Абсолютные скорости всех характерных точек механизма определятся соответствующими отрезками на плане, соединяющими эти точки с полюсом плана.

Показанный метод, позволяет определять все кинематические параметры подобных механизмов, что дает возможность перейти к их силовому анализу, т.е. к определению реакций в кинематических парах и необходимых давлений в гидроприводах в зависимости от положения звеньев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Семенов Ю.А.* Применение машин и механизмов с внутренними входами. – Периодический научно-методический журнал ТММ, №1, 2003. – С. 30-49.

2. *Анкудинов Д.Т., Ляпцев С.А.* Некоторые особенности структуры кинематики рабочего оборудования карьерных экскаваторов. – Известия вузов. Горный журнал, №4, 2004. – С. 145-150.

Авторы статьи

Желтухин Денис Владимирович, аспирант каф. теории механизмов и машин и основ конструирования (Сибирский государственный индустриальный университет), e-mail: Zheltyhin.nvkz@gmail.com),

Дворников Леонид Трофимович, докт.техн.наук, профессор, зав.каф. теории механизмов и машин и основ конструирования, (Сибирский государственный индустриальный университет), тел. 8-906-934-98-28.