

УДК 621.01.

НОВЫЕ КЛАССЫ МЕХАНИЗМОВ: ПАРАЛЛЕЛЬНО-ПЕРЕКРЕСТНАЯ И ПАРАЛЛЕЛЬНО-ПЕРЕМЕННАЯ СТРУКТУРА

В. Аракелян¹⁾, С. Брио¹⁾, В.А. Глазунов²⁾, А.Н. Шумилов²⁾

В данной работе рассматриваются манипуляционные механизмы новых классов, характеризуемых параллельно-перекрестной и параллельно-переменной структурой. В первом случае речь идет о том, что кинематические цепи, расположенные по принципам параллельной структуры, связаны между собой перекрестными цепями, содержащими приводы, либо налагающими связи. Такая компоновка может способствовать уменьшению габаритов основания и выходного звена, а также увеличению жесткости. Во втором случае с помощью изменения расположения приводной кинематической пары удастся избежать особых положений и увеличить объем рабочего пространства

Манипуляционные механизмы параллельной структуры в последние годы стали темой многих публикаций в силу их уникальных возможностей воспринимать большие нагрузки при высокой точности. Однако, данные механизмы обладают пониженными показателями по объему рабочего пространства, а также по возможностям обеспечивать различные ориентации выходного звена. Предлагается некая альтернатива упомянутым манипуляционным устройствам - механизмы параллельно-перекрестной структуры [1], характеризуемые тем, что между несколькими кинематическими цепями, расположенными по принципам параллельной структуры, располагаются перекрестные кинематические цепи, содержащие приводы или налагающие связи. Данное обстоятельство может обеспечить увеличение рабочего объема, так как кинематические цепи теперь должны быть менее подвержены интерференции.

Рассмотрим описание структуры и классификацию предлагаемых механизмов нового класса. Классификационными признаками являются число степеней свободы, количество кинематических цепей с последовательным расположением звеньев, а также (это характерно для данного класса механизмов) взаимное соотношение между количеством кинематических цепей, расположенных параллельно или перекрестно. Будем исходить из того, что выходное звено при отсутствии каких либо связей, налагаемых кинематическими цепями, имеет 6 степеней свободы. Каждая i – я цепь с последовательным расположением звеньев, имеющая не более шести пар пятого класса, должна налагать D_i число связей и (или) содержать один или несколько приводов. Число налагаемых цепью связей равно:

$$D_i = 6 - p_5, \quad (1)$$

где p_5 – это число кинематических пар пятого класса в данной кинематической цепи

Число степеней свободы m определяем, используя соотношение (1):

$$m = 6 - (D_1 + D_2 + \dots + D_k), \quad (2)$$

где k – это количество кинематических цепей.

Согласно формулам (1) и (2) проводим классификацию механизмов нового класса. Имеется 118 базовых схем этих механизмов.

Рассмотрим более подробно построение двух механизмов нового класса с шестью степенями свободы и шестью кинематическими цепями, три из которых расположены параллельно, и три перекрестно (Рис.1). Могут быть представлены два варианта расположения приводов. В первом случае все двигатели расположены в рабочей зоне, то есть с той же стороны от основания, что и выходное звено (Рис.1а). Во втором случае двигатели

расположены вне рабочей зоны (Рис.1б). Сферические кинематические пары могут быть выполнены в виде совокупности вращательных пар.

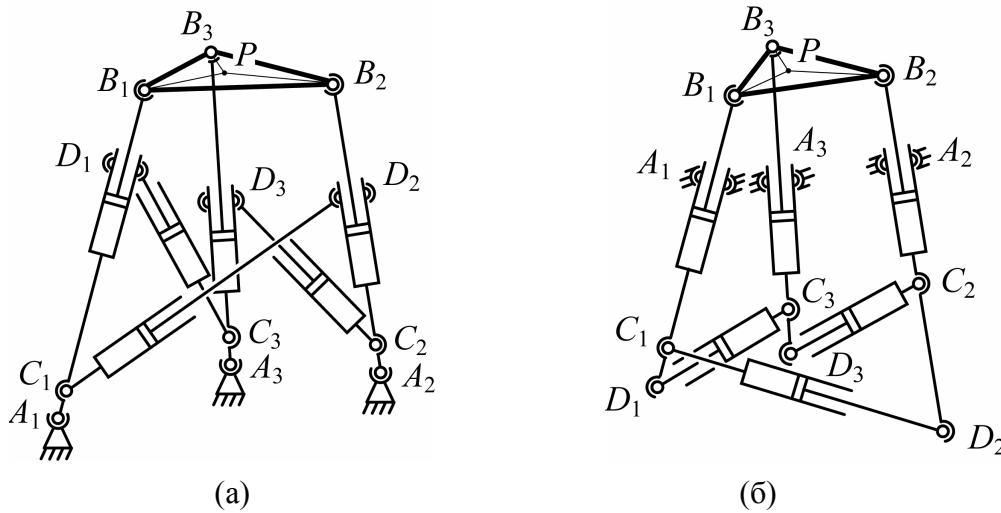


Рис. 1.

Оба механизма включают основание - неподвижное звено $A_1A_2A_3$, а также подвижную платформу – выходное звено $B_1B_2B_3$. Выходное звено соединено с основанием тремя кинематическими цепями, каждая из которых содержит две сферические пары с центрами в точках A_i и B_i и одну приводную поступательную пару с осью, расположенной вдоль отрезка A_iB_i ($i=1, \dots, 3$). Кроме того, эти три кинематические цепи связаны между собой посредством еще трех цепей, содержащих две сферические пары с центрами в точках C_i и D_j и одну приводную поступательную пару с осью, расположенной вдоль отрезка C_iD_j ($j = i + 1$ для $i = 1, 2, j = 1$ для $i = 3$).

Обозначим перемещения в поступательных парах $A_i B_i$ как ρ_i ($i=1 \dots 3$), в поступательных парах C_iD_j как ρ_{i+3} ($j = i + 1$ для $i = 1, 2, j = 1$ для $i = 3$). Треугольники $A_1A_2A_3$ и $B_1B_2B_3$ считаем равносторонними. Центр координатной системы выходного звена находится в точке P центра треугольника $B_1B_2B_3$. Положение точки P выражается посредством вектора $[x, y, z]^T$. Центр O базовой системы координат совпадает с центром треугольника $A_1A_2A_3$. Ось x_0 базовой системы координат направлена параллельно отрезку A_1A_2 , а ось y_0 направлена вдоль отрезка OA_3 . Ориентация платформы выражается через углы α, β, γ вращения соответственно вокруг осей z_0, x_1, y_2 . Индексы обозначают то, что оси после соответствующих поворотов модифицированы.

Рассмотрим решение задачи о положениях рассматриваемых механизмов. Положения точек A_i, B_i, C_i, D_i ($i = 1, 2, 3$) манипуляционного механизма могут быть выражены следующим образом:

$$OA_i = \text{Rot}(\delta_i, z_0) [R_b \ 0 \ 0]^T,$$

$$OB_i = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} + \text{Rot}(\alpha, z_0) \text{Rot}(\beta, x_1) \text{Rot}(\gamma, y_2) \begin{bmatrix} R_{pl} \cos \delta_i \\ R_{pl} \sin \delta_i \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$OC_i = OA_i + \frac{l_1}{\rho_i} A_i B_i,$$

$$OD_i = OA_i + \frac{l_2}{\rho_i} A_i B_i,$$

где расстояния $R_b = OA_i$, $R_{pl} = PB_i$, углы $\delta_i = -5\pi/6, -\pi/6, \pi/2$, ($i = 1, 2, 3$) (поскольку треугольники $A_1A_2A_3$ и $B_1B_2B_3$ равносторонние), $l_1 = A_iC_i$, $l_2 = A_iD_i$, $\text{Rot}(\zeta, w)$ – это матрица, выражающая вращение на угол ζ ($\zeta = \alpha, \beta$ и γ) вокруг оси w изменяемой системы координат ($w = z_0, x_1$ и y_2).

Таким образом, выражения для обобщенных координат будут:

$$\rho_i = \sqrt{(A_i B_i)^T (A_i B_i)}, \quad (i = 1, 2, 3),$$

$$\rho_{i+3} = \sqrt{(C_i D_j)^T (C_i D_j)}, \quad (j = i + 1 \text{ для } i = 1, 2, j = 1 \text{ для } i = 3).$$

Тем самым задача о положениях решена.

Рассмотрим уравнения связей, вытекающие из решения задачи о положениях, а также частные производные от этих уравнений. Уравнения связей имеют вид:

$$f_i = 0 = \rho_i^2 - (A_i B_i)^T (A_i B_i) \quad (i = 1, 2, 3),$$

$$f_{i+3} = 0 = \rho_{i+3}^2 - (C_i D_j)^T (C_i D_j), \quad (j = i + 1 \text{ для } i = 1, 2, j = 1 \text{ для } i = 3).$$

Дифференцируя по времени указанные уравнения, можно получить следующие выражения:

$$\mathbf{A} \mathbf{v} + \mathbf{B} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{0},$$

где \mathbf{A} и \mathbf{B} – две матрицы, $\mathbf{A} = \left[\frac{\partial f_j}{\partial X_i} \right]$, $\mathbf{B} = \left[\frac{\partial f_j}{\partial \rho_i} \right]$, $X_i = (x, y, z, \alpha, \beta, \gamma)$;

$\dot{\mathbf{q}}$ – вектор обобщенных скоростей, $\dot{\mathbf{q}} = [\dot{\rho}_1, \dot{\rho}_2, \dot{\rho}_3, \dot{\rho}_4, \dot{\rho}_5, \dot{\rho}_6]^T$;

\mathbf{v} – вектор производных по времени от абсолютных координат выходного звена-платформы, $\mathbf{v} = [\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}, \dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}]^T$.

При вырождении матриц имеем разные виды особых положений (сингулярностей). Если вырождена матрица \mathbf{B} , то кинематические винты, соответствующие по крайней мере одной кинематической цепи, линейно зависимы, и механизм теряет по крайней мере одну степень свободы. Эта сингулярность соответствует типу 1. Если вырождена матрица \mathbf{A} , то силовые винты, передаваемые на выходное звено со стороны кинематических цепей, линейно зависимы, и механизм имеет бесконечно малую неуправляемую подвижность по крайней мере по одному кинематическому винту. Эта сингулярность соответствует типу 2. Существует и третий тип сингулярности, когда обе матрицы \mathbf{A} и \mathbf{B} вырождены.

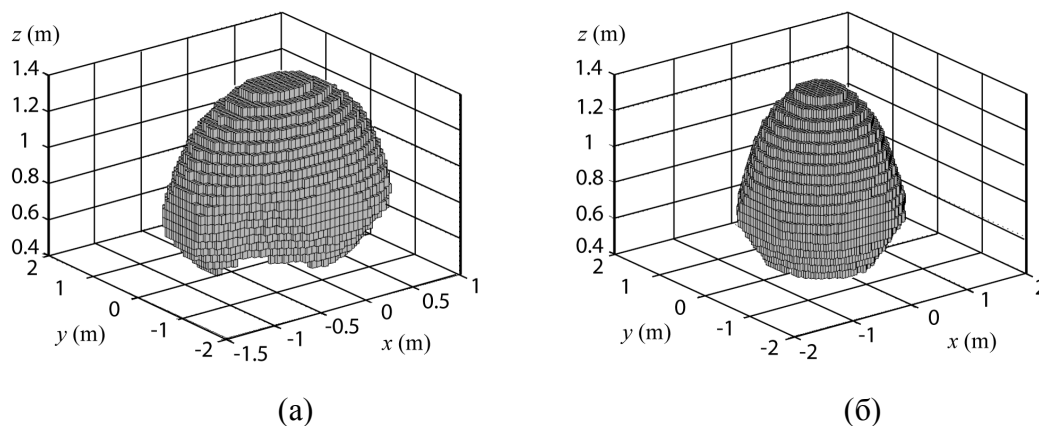


Рис. 2

Представим рабочие объемы двух исследуемых механизмов при учете следующих аспектов: геометрические ограничения (заданные пределы изменений обобщенных координат, пределы углов поворота в кинематических парах и возможная интерференция между звеньями). Принимаем следующие геометрические параметры: радиусы описанных окружностей соответственно подвижной и неподвижной платформ $R_{pl} = 0.2$ м и $R_b = 0.3$ м; ходы штоков приводов (пределы изменения обобщенных координат) $(A_i B_i)_{max} - (A_i B_i)_{min} = 0.65$ м ($i = 1, \dots, 6$). В результате анализа рабочего пространства устанавливаем (Рис.2), что рабочие объемы имеют значения: вариант 1 (Рис.2а) - $1,959\text{м}^3$; вариант 2 (Рис.2б) - $2,168\text{м}^3$.

Далее представим манипуляционные механизмы параллельно-переменной структуры. Один из таких механизмов с тремя степенями свободы (Рис. 3а) содержит основание $A_1 A_2 A_3$, выходное звено $B_1 B_2 B_3$ и три одинаковые кинематические цепи, включающие одну вращательную пару A_i , одну поступательную пару C_i и одну сферическую пару B_i ($i = 1, 2, 3$).

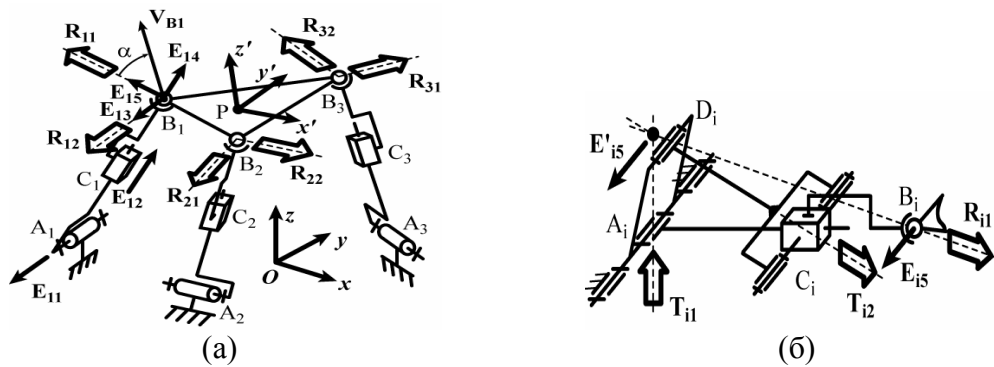


Рис. 3

Пусть вращательная пара A_i является приводной, а пары B_i и C_i пассивны. Силовой винт, действующий на выходное звено, должен быть взаимен единичным винтам осей неприводных пар. Пусть $E_{i1}, E_{i2}, E_{i3}, E_{i4}, E_{i5}$ (Рис. 3а) – это единичные векторы осей пар i ($i=1,2,3$). Здесь E_{i1} соответствует вращательной паре, E_{i2} соответствует поступательной паре, E_{i3}, E_{i4}, E_{i5} соответствуют сферической паре.

Каждая кинематическая цепь определяет два силовых винта нулевого параметра $R_{i1}(r_{i1x}, r_{i1y}, r_{i1z}, r_{i1x}^0, r_{i1y}^0, r_{i1z}^0)$ and $R_{i2}(r_{i2x}, r_{i2y}, r_{i2z}, r_{i2x}^0, r_{i2y}^0, r_{i2z}^0)$ ($i=1,2,3$). Они перпендикулярны оси E_{i2} и пересекают точку B_i . Без потери общности можно принять, что R_{i1} перпендикулярен к E_{i1} и совпадает с E_{i5} , а R_{i2} параллельно к E_{i1} и совпадает с E_{i3} . Плюккеровы координаты силовых винтов формируют матрицу (R) размером 6×6 (в особых положениях матрица вырождается):

$$(R) = \begin{pmatrix} r_{11x} & r_{11y} & r_{11z} & r_{11x}^0 & r_{11y}^0 & r_{11z}^0 \\ r_{12x} & r_{12y} & r_{12z} & r_{12x}^0 & r_{12y}^0 & r_{12z}^0 \\ r_{21x} & r_{21y} & r_{21z} & r_{21x}^0 & r_{21y}^0 & r_{21z}^0 \\ r_{22x} & r_{22y} & r_{22z} & r_{22x}^0 & r_{22y}^0 & r_{22z}^0 \\ r_{31x} & r_{31y} & r_{31z} & r_{31x}^0 & r_{31y}^0 & r_{31z}^0 \\ r_{32x} & r_{32y} & r_{32z} & r_{32x}^0 & r_{32y}^0 & r_{32z}^0 \end{pmatrix}$$

Чтобы найти углы давления данного манипулятора (это необходимо для определения нерабочих положений, близких к особым), рассмотрим силовые винты R_{ij} и направления скоростей точек B_i . Скорость точки B_1 определена посредством условий взаимности кинематического винта $\Omega_1(\omega_{1x}, \omega_{1y}, \omega_{1z}, v_{1x}, v_{1y}, v_{1z})$, найденного при фиксированных перемещениях в приводных парах A_2 и A_3 .

$$\begin{aligned}r_{11x}^{\circ} \omega_{1x} + r_{11y}^{\circ} \omega_{1y} + \dots + r_{11z}^{\circ} v_{1z} &= \omega_{11} (r_{11x}^{\circ} e_{11x} + \dots + r_{11z}^{\circ} e_{11z}^0) \\r_{12x}^{\circ} \omega_{1x} + r_{12y}^{\circ} \omega_{1y} + \dots + r_{12z}^{\circ} v_{1z} &= 0 \\r_{21x}^{\circ} \omega_{1x} + r_{21y}^{\circ} \omega_{1y} + \dots + r_{21z}^{\circ} v_{1z} &= 0 \\r_{22x}^{\circ} \omega_{1x} + r_{22y}^{\circ} \omega_{1y} + \dots + r_{22z}^{\circ} v_{1z} &= 0 \\r_{31x}^{\circ} \omega_{1x} + r_{31y}^{\circ} \omega_{1y} + \dots + r_{31z}^{\circ} v_{1z} &= 0 \\r_{32x}^{\circ} \omega_{1x} + r_{32y}^{\circ} \omega_{1y} + \dots + r_{32z}^{\circ} v_{1z} &= 0\end{aligned}$$

Здесь ω_{11} – это обобщенная скорость в паре A_{11} . После преобразований можно найти угол давления, выраженный через скорость V_{B1} соответствующей точки B_1 :

$$\alpha_1 = \left[\arccos \left[\frac{V_{B1x} r_{11x} + V_{B1y} r_{11y} + V_{B1z} r_{11z}}{\sqrt{V_{B1x}^2 + V_{B1y}^2 + V_{B1z}^2} \sqrt{r_{11x}^2 + r_{11y}^2 + r_{11z}^2}} \right] \right]$$

Остальные углы давления выражаются аналогично. В особых положениях хотя бы один из этих углов равен 90° .

Если предписанная траектория манипулятора пересекает зону, где углы давления приобретают недопустимые значения, то становится необходимо изменить структуру, по крайней мере, одной кинематической цепи (Рис. 3б). Вращение от двигателя должно передаваться на звено $A_i D_i$ ($i=1,2,3$). Переключение должно осуществляться муфтой.

В данном случае существуют два силовых винта нулевого параметра T_{i1} и T_{i2} , налагающие ограничения на звено $B_i C_i$. Ось винта T_{i1} перпендикулярна линии $A_i B_i$, а ось винта T_{i2} совпадает с осью звена $C_i D_i$. Система силовых винтов связей в этом случае отличается от той, что соответствует исходной структуре (Рис.3а), поэтому углы давления будут иными. Тем самым удастся найти совокупность приводных кинематических пар, обеспечивающих наиболее благоприятные условия функционирования.

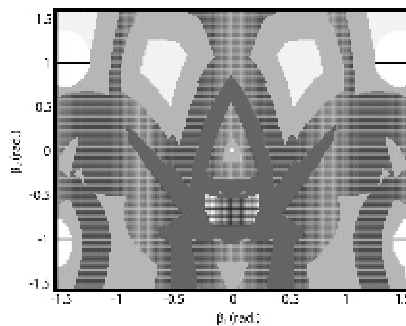


Рис. 4.

Анализируя рабочую область данных манипуляторов (на Рис. 4 представлен один из ее «срезов»), удалось установить, что вся она может соответствовать функциональным состояниям при соответствующем выборе переменной структуры.

Литература

1. Глазунов В.А., Брио С., Аракелян В., Грунтович М.М., Нгуен Минь Тхань Разработка манипуляционных механизмов параллельно-перекрестной структуры. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2008, № 2, с.100-110.
2. Arakelian V., Briot S., Glazunov V. Improvement of functional performance of spatial parallel manipulators using mechanisms of variable structure. / Proceedings of the Twelfth World Congress in Mechanism and Machine Science IFToMM, Besancon, France, 2007, V. 5, p. 159-164.

¹⁾Национальный институт прикладных наук, Франция, Ренн

²⁾Институт машиноведения РАН, Россия, Москва