УДК 693.6.002.5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ПОДАЧИ ВЕРТИКАЛЬНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО РАСТВОРОНАСОСА С КАЧАЮЩЕЙСЯ НАСОСНОЙ КОЛОНКОЙ

А.В. ГОЛОВКИН
(Предприятие Укргазпромстрой АО Укргазпром)
А.Г. ОНИЩЕНКО, Д.Г. ТИЩЕНКО, В.Б. НАДОБКО
(Полтавский технический университет)

Для определения линейных координат, скоростей и ускорений звеньев разработанного в Полтавском техническом университете вертикального однопоршневого дифференциального растворонасоса с качающейся насосной колонкой, кинематическая схема которого представлена на рис. 1, воспользуемся аналитическим методом определения кинематических передаточных функций для плоских рычажных механизмов.

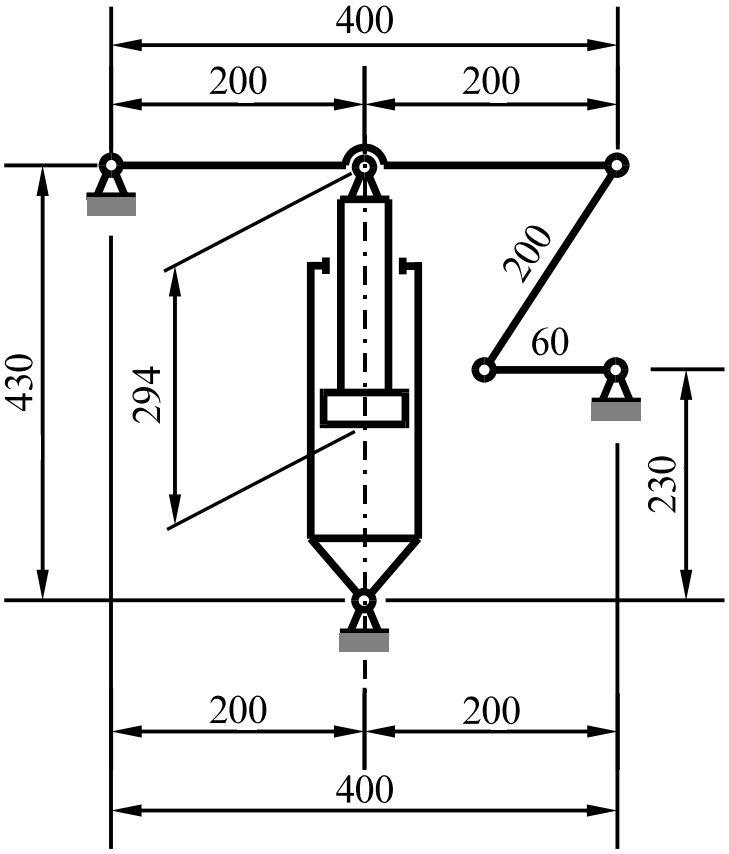

Рис. 1. Кинематическая схема растворонасоса с качающейся насосной колонкой

Сущность данного метода заключается в том, что линейные координаты и ускорения звеньев определяются в виде аналитических выражений, которые содержат конечное число алгебраических или тригонометрических операций.

Исходными данными являются кинематическая схема насоса (рис. 1), размеры звеньев и значения обобщённых координат шарнира С механизма, вычисляемые по следующим формулам (рис. 2):

$$\mathbf{X_C = b_2 - r \cdot \cos(\alpha)}, \qquad \mathbf{Y_C = b_5 + r \cdot \sin(\alpha)}. \tag{1}$$

Векторное представление кинематической схемы, изображённое на рис. 2, позволяет определить аналитические выражения для координат и скоростей характерных точек механизма. Необходимые при этом значения промежуточных величин определяются приведёнными ниже зависимостями:

$$\mathbf{EC} = \sqrt{\mathbf{X_C}^2 + \left(\mathbf{b_1 - Y_C}\right)^2}, \tag{2}$$

$$\alpha_1 = \mathbf{arccos}\frac{\mathbf{b_3}^2 + \mathbf{EC}^2 - \mathbf{b_7}^2}{\mathbf{2 \cdot b_3 \cdot EC}}, \quad \alpha_2 = \mathbf{arccos}\frac{\mathbf{b_1 - Y_C}}{\mathbf{EC}}. \tag{3}$$

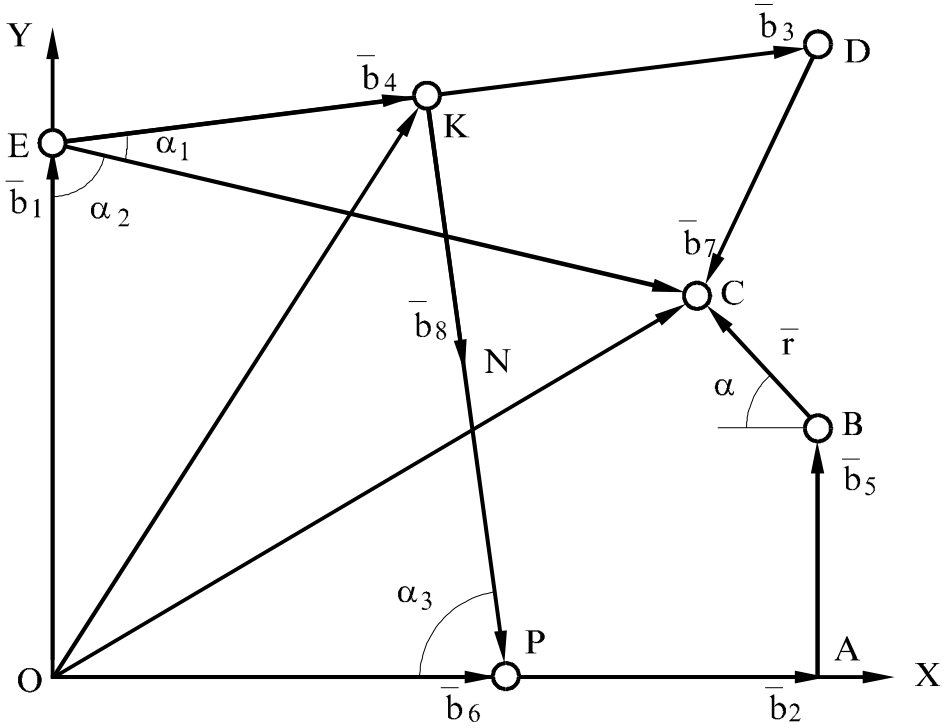

Рис. 2. Векторное представление механизма в декартовых координатах

Координаты верхнего шарнира насосной колонки

$$\mathbf{X_K = b_4 \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_2)}, \quad \mathbf{Y_K = b_1 - b_4 \cdot \cos(\alpha_1 + \alpha_2)}. \tag{4}$$

Изменение длины насосной колонки описывается выражением

$$\mathbf{KP} = \sqrt{\left(\mathbf{b_6 - X_K}\right)^2 + \mathbf{Y_K}^2}. \tag{5}$$

Координаты перемещения нижней осевой точки N поршня будут следующими:

$$\mathbf{X = X_K \cdot \left(1 - \frac{b_8}{KP}\right) + \frac{b_6 \cdot b_8}{KP}}, \qquad \mathbf{Y = Y_K \cdot \left(1 - \frac{b_8}{KP}\right)}. \tag{6}$$

Построенный на основании зависимостей (6) график (рис. 3) описывает перемещение точки N поршня в пространстве. Здесь наглядно видно, что кинематическая схема насоса спроектирована так, что во время работы насосная колонка отклоняется только влево от своего вертикального положения (точка N (200.000; 136.001)), причём в верхней мёртвой точке отклонение поршня от вертикали больше чем в нижней.

Движение исследуемой точки поршня вдоль оси насосной колонки (рис. 4) описывается выражением

$$S = \sqrt{(b_1 - X)^2 + Y^2}\,, \tag{8}$$

которое фактически показывает изменение расстояния от рабочего среза поршня до оси нижнего шарнира насосной колонки.

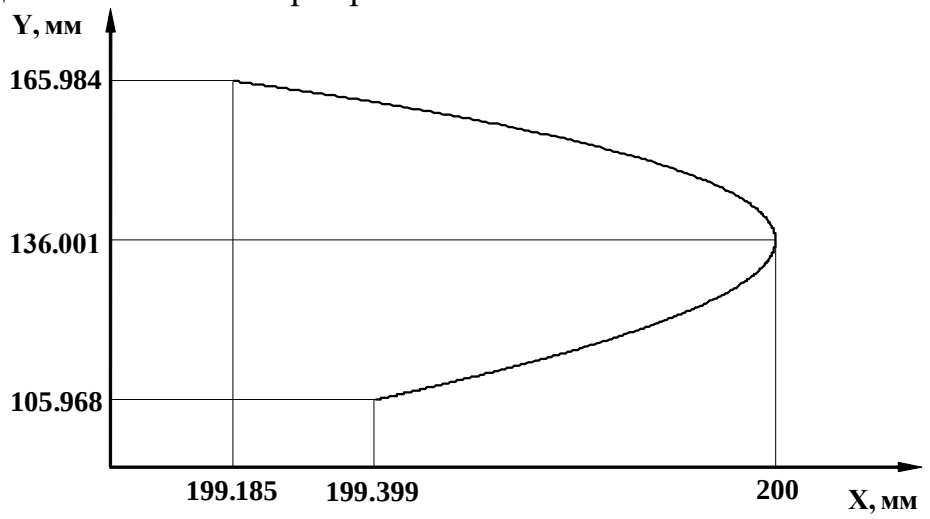

Рис. 3. График перемещения точки N поршня в пространстве

График перемещения поршня (рис. 4) вдоль оси насосной колонки представляет собой плавную циклическую кривую, которая отличается от синусоиды более расширенной нижней и зауженной верхней частью.

Для получения зависимости подачи насоса от угла поворота кривошипа необходимо в результате решения приведённой ниже системы уравнений (9) определить скорость v движения поршня как первую производную от выражения (8):

$$\frac{d}{d\alpha} X_C = r \cdot \sin(\alpha),$$

$$\frac{d}{d\alpha} Y_C = r \cdot \cos(\alpha),$$

$$\frac{d}{d\alpha} EC = \frac{X_C \cdot dX_C - (b_1 - Y_C) \cdot dY_C}{\sqrt{X_C{}^2 + (b_1 - Y_C)^2}},$$

$$\frac{d}{d\alpha} \alpha_1 = \frac{\frac{d}{d\alpha} EC \cdot \left(b_3{}^2 + EC^2 - b_7{}^2\right) - 2 \cdot EC^2 \cdot \frac{d}{d\alpha} EC}{EC \cdot \sqrt{(2 \cdot b_3 \cdot EC)^2 - \left(b_3{}^2 + EC^2 - b_7{}^2\right)^2}},$$

$$\frac{d}{d\alpha}\alpha_2 = \frac{\frac{d}{d\alpha}Y_C \cdot EC + \frac{d}{d\alpha}EC \cdot \left(b_1 - Y_C\right)}{EC \cdot \sqrt{EC^2 - \left(b_1 - Y_C\right)^2}},$$

$$\frac{d}{d\alpha}X_K = b_4 \cdot \cos\left(\alpha_1 + \alpha_2\right) \cdot \left(\frac{d}{d\alpha}\alpha_1 + \frac{d}{d\alpha}\alpha_2\right), \qquad (9)$$

$$\frac{d}{d\alpha}Y_K = b_4 \cdot \sin\left(\alpha_1 + \alpha_2\right) \cdot \left(\frac{d}{d\alpha}\alpha_1 + \frac{d}{d\alpha}\alpha_2\right),$$

$$\frac{d}{d\alpha}KP = \frac{Y_K \cdot \frac{d}{d\alpha}Y_K - \left(b_6 - X_K\right) \cdot \frac{d}{d\alpha}X_K}{\sqrt{\left(b_6 - X_K\right)^2 + Y_K{}^2}},$$

$$\frac{d}{d\alpha}X = \frac{d}{d\alpha}X_K \cdot \left(1 - \frac{b_8}{KP}\right) + \frac{b_8 \cdot \frac{d}{d\alpha}KP \cdot \left(b_6 - X_K\right)}{2 \cdot KP^2},$$

$$\frac{d}{d\alpha}Y = \frac{d}{d\alpha}Y_K \cdot \left(1 - \frac{b_8}{KP}\right) - \frac{Y_K \cdot b_8 \cdot \frac{d}{d\alpha}KP}{2 \cdot KP^2},$$

$$v = \frac{d}{d\alpha}S = \frac{Y \cdot \frac{d}{d\alpha}Y - \left(b_1 - X\right) \cdot \frac{d}{d\alpha}X}{\sqrt{\left(b_1 - X\right)^2 + Y^2}}.$$

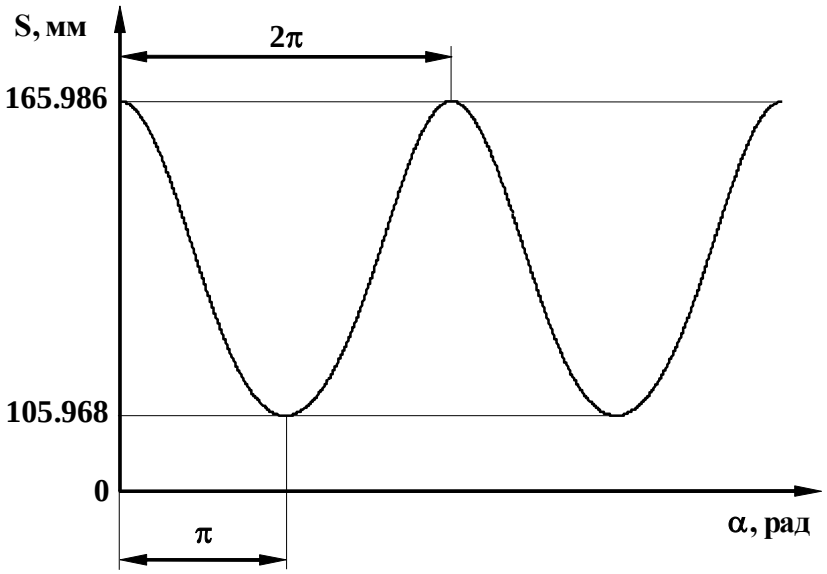

Рис. 4. График зависимости хода поршня от угла поворота кривошипа

Теоретическая подача насоса (рис. 5) определяется как произведение модуля скорости v на площадь подающей поверхности поршня

$$Q_т = |v| \cdot S. \qquad (11)$$

При движении поршня вверх подача осуществляется разностью площадей поперечных сечений поршня и его штока, а при движении

вниз – за счёт разности площадей поперечных сечений рабочей и компенсационной камер.

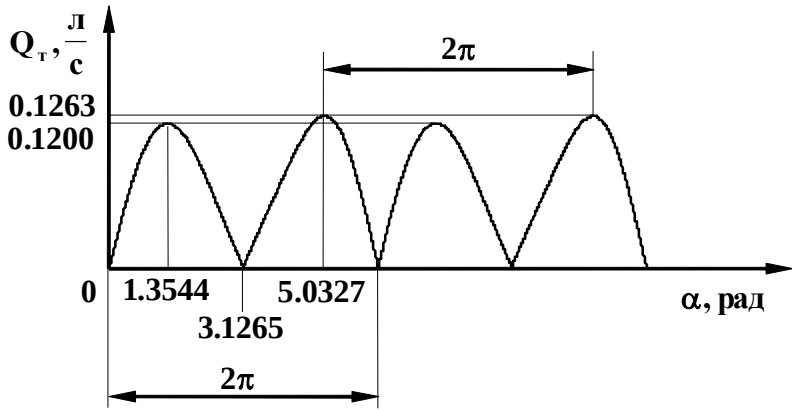

Рис. 5. График мгновенной подачи насоса

График (рис. 5) наглядно показывает, что прохождение поршнем нижней мёртвой точки происходит более плавно, чем верхней. Расхождение в величинах подачи при прямом и обратном ходе поршня связано с различием нагнетающих площадей и составляет ~ 5 %.

Действительная подача будет несколько отличаться от теоретической, поскольку она зависит не только от закона движения поршня, но и учитывает запаздывание закрытия клапанов и ненаполнение рабочей камеры.

Проведённый анализ кинематической схемы растворонасоса свидетельствует о некоторой несимметричности её работы, которая может быть устранена изменением соотношения размеров её элементов (например, вектора $\bar{b}_6$, соотношения площадей поперечного сечения поршня и его штока и т.п.). Однако, оптимизация кинематической схемы должна быть направлена в первую очередь на устранение влияния инерционных сил, возникающих при качании насосной колонки, на увеличение времени срабатывания клапанов.

$$\frac{d^2}{d\alpha^2} Xc = r \cdot \sin(\alpha)\,; \qquad \frac{d^2}{d\alpha^2} Yc = r \cdot \cos(\alpha)\,. \tag{12}$$