

АНАЛИЗ ШЕСТИЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА ДЛЯ ПРИВОДА РАБОЧИХ ОРГАНОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

Макалада геометриялык параметрлерди аныктоо жана синтездөө, жана ошондой эле курулуш жол машиналарынын жумушчу органдарынын кыймылга келтиргичинин алты бөлүктүү механизмине кинематикалык анализ жүргүзүү үчүн сан — аналитикалык формалдаштырылган алгоритми каралган.

В статье рассматривается численно-аналитический формализованный алгоритм для определения и синтеза геометрических параметров и проведения кинематического анализа шестизвального механизма для привода рабочих органов строительных и дорожных машин.

In article are considered the numerically-analytical formalized algorithm for definition and synthesis of geometrical parametres and carrying out of the kinematic analysis the mechanism for a drive of working bodies of building and road cars.

Рассматриваемая механическая система представляет собой плоский шарнирно-рычажный механизм, состоящий из кулисного и четырехзвенного механизмов. Она имеет одну степень свободы и приводится в движение гидравлическим цилиндром. Механизм находит широкое применение в строительных и дорожных машинах (СДМ), для привода рабочих органов которых не требуется полный поворот – разных типов ковшей, товароподъемных вилок, звеньев бетононасосов и др. На рис. 1 показаны примеры использования механизма в различных СДМ: а) гидравлический экскаватор с рабочим оборудованием «обратная лопата»; б) погрузчик с телескопической стрелой; в) фронтальный погрузчик.

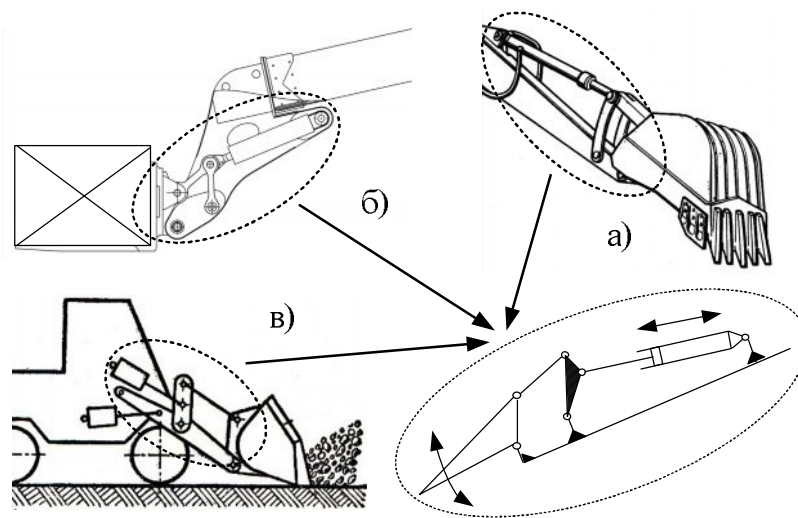


Рис. 1. Примеры использования шестизвенного механизма в СДМ

Рассматриваемый механизм имеет ряд специфических свойств, которые делают его предпочтительным для привода рабочих органов СДМ:

- 1) подходящая конструкция и правильный расчет делают возможной передачу больших усилий переменного знака;
- 2) конструкция позволяет осуществлять большие углы поворота рабочих органов, что увеличивает технологические возможности машины;
- 3) механизм прост по конструкции и хорошо вписывается в габариты рабочих органов и связанных с ними звеньев;
- 4) на нем легко закрепляются различные рабочие приспособления, что делает машину универсальной.

В инженерной практике используются различные методы кинематического анализа подобных рычажных механизмов. Самые распространенные из них:

- 1) графические методы – метод кинематических диаграмм, метод планов, метод мгновенных центров скоростей /6/, метод ложных положений /5/ и др.;
- 2) аналитические методы, использующие аналитические передаточные функции и их производные, с использованием комплексных чисел /2, 4/, координатные методы, матричные методы /5, 7/ и др.;
- 3) компьютерный анализ с помощью программ, предназначенных для исследования динамики многомассовых систем /11/ и кинематики рычажных механизмов /8/.

За последние годы в инженерной практике получили широкое распространение численно-аналитические матричные методы, допускающие значительную формализацию составления и решения кинематических уравнений и легко реализующиеся на компьютере /9, 10/. Автоматизация кинематического анализа и синтеза параметров механизма многократно ускоряет процесс проектирования, исследования и оптимизации механизма.

На первоначальном этапе проектирования значения геометрических параметров звеньев механизма неизвестны. Для конкретного механизма их можно определить путем составления и решения классической задачи синтеза плоских механизмов по определенным критериям /3, 6/. Основным функциональным параметром, определяющим в значительной степени технологические возможности машины и являющимся критерием синтеза, является угловой ход рабочего органа $\Delta\varphi_4$. Его значения определяются геометрическими, конструктивными, экологическими и др. требованиями /3/. Задача синтеза имеет множество решений, реализующих заданный угловой ход $\Delta\varphi_4$. Наложение определенных ограничений (чаще всего конструктивных) на значения геометрических параметров звеньев позволяет значительно уменьшить число их возможных сочетаний. Статистический анализ множества реальных механизмов показывает связь между значениями геометрических параметров механизма и геометрическим объемом ковша q , а также наличие постоянных значений определенных параметров, определяемых практикой и традициями. Очень важно с точки зрения требований техники безопасности и расширения технологических возможностей машины, чтобы звенья механизма вписывались в габариты рабочего органа. Для экскаваторного рабочего оборудования „обратная лопата” можно предложить следующий набор зависимостей значений геометрических параметров шестизвенного механизма (рис. 2):

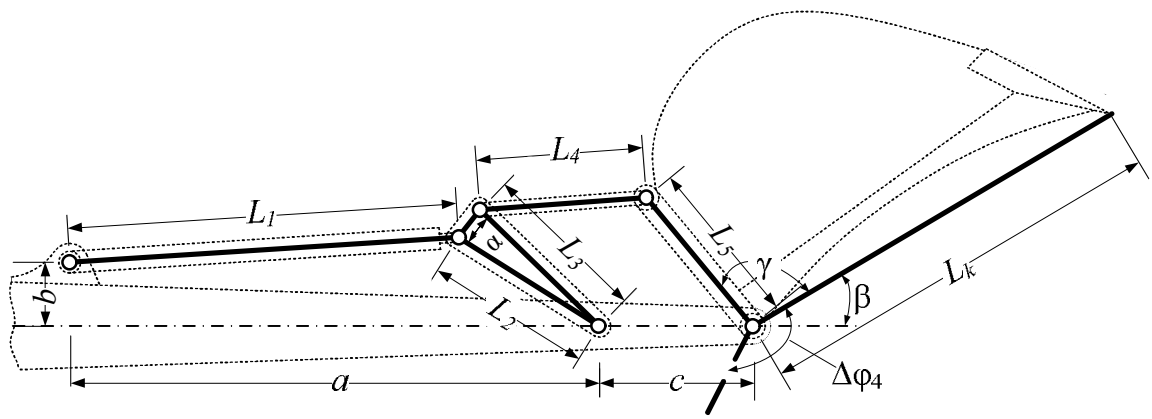


Рис. 2. Основные геометрические параметры механизма

1) Кинематический радиус ковша L_k (в м) определяется по следующей зависимости /1/:

$$L_k \approx 1,25\sqrt[3]{q} + 0,25, \quad (1)$$

где q – геометрический объем ковша (в m^3).

2) Расстояние между шарнирами ковша L_5 определяется по следующей зависимости:

$$L_5 \approx 0,4L_k. \quad (2)$$

3) Для остальных звеньев можно принять: $L_5=L_4=L_3$, $\alpha=10^\circ \div 15^\circ$;

4) Длина гидравлического цилиндра в свернутом состоянии $L_{1н}$ и его ход h определяются по следующим формулам:

$$L_{1н} = H_T + h, \quad (3)$$

$$h \approx 1,83L_5. \quad (4)$$

В дальнейших вычислениях нужно принять стандартный ход h из продуктовой гаммы производителя. В (3) через H_T обозначено технологическое расстояние в гидравлическом цилиндре, которое для реальных гидравлических цилиндров, используемых в СДМ, принимает значения $100 \div 300$ мм.

5) Угол начального смещения ковша $\beta=27^\circ \div 32^\circ$, угол γ зависит от конструкции ковша и принимает значения $\gamma = 95^\circ \div 110^\circ$. Размер b зависит от конструкции и размера рукояти, гидроцилиндра и проушины, при предварительных вычислениях можно принять $b=100 \div 300$ мм.

Определенные по зависимостям (1)-(4) значения геометрических параметров имеют приблизительный характер, их уточнение происходит параллельно с конструктивной разработкой механизма. Подобные зависимости можно предложить и для механизмов других СДМ.

В качестве неизвестных параметров можно принять размеры c и L_2 , которые в комбинации с известными параметрами однозначно описывают

геометрию рассматриваемого механизма. Определение значений параметров c и L_2 производится по заданным значениям длины приводного гидравлического цилиндра $L_{1н}$ и угла поворота ковша $\varphi_{4н}$ в начальном положении механизма, а также предварительно заданными ходом гидравлического цилиндра h и угловым ходом ковша $\Delta\varphi_4$.

На рис. 3 показана кинематическая схема механизма. Определение c и L_2 производится совместным решением уравнений, описывающих геометрию механизма в начальном и крайнем положениях, т.е. производится геометрический анализ механизма в двух крайних положениях.

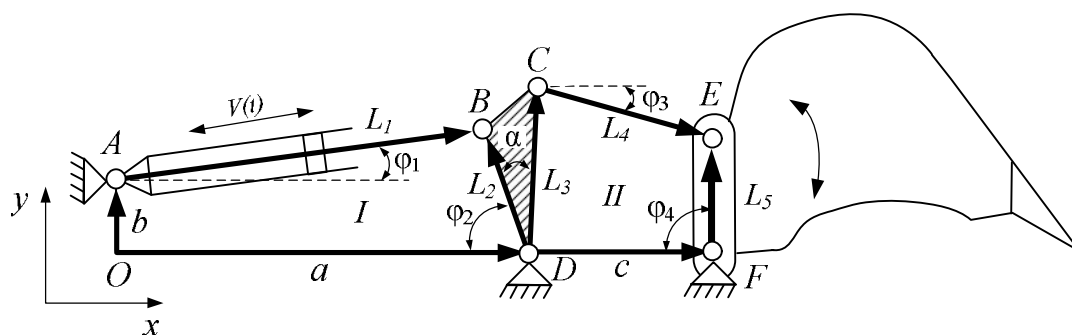


Рис. 3. Кинематическая схема механизма

Геометрический анализ механизма производится решением системы нелинейных алгебраических уравнений:

$$\Phi = 0. \quad (5)$$

Столбец уравнений связи Φ имеет размерность, равную общему числу координат, которыми описывается геометрия механизма. Для рассматриваемого механизма Φ составляется путем объединения проекций векторных уравнений замкнутых контуров на оси x и y абсолютной координатной системы и уравнения закона изменения длины приводного гидравлического цилиндра $L_1(t)$. Векторные уравнения замкнутых контуров механизма имеют вид (6) и (7) – (см. рис. 3):

контур I – ABD :

$$\mathbf{b} + \mathbf{L}_1 = \mathbf{a} + \mathbf{L}_2, \quad (6)$$

контур II – $DCEF$:

$$\mathbf{L}_3 + \mathbf{L}_4 = \mathbf{c} + \mathbf{L}_5. \quad (7)$$

Столбец Φ имеет следующий вид:

$$\Phi = (\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_4, \Phi_5)^T, \quad (8)$$

где $\Phi_1 = L_1 \cos \varphi_1 + L_2 \cos \varphi_2 - a$; $\Phi_2 = L_2 \sin \varphi_2 - L_1 \sin \varphi_1 - b$;

$$\Phi_3 = c - L_5 \cos \varphi_4 - L_4 \cos \varphi_3 + L_3 \cos(\varphi_2 + \alpha); \Phi_4 = L_5 \sin \varphi_4 - L_3 \sin(\varphi_2 + \alpha) + L_4 \sin \varphi_3;$$

$\Phi_5 = L_1(t) - L_{1н} - s(t); s(t) = \int_0^t V(t)dt; s(t)$ и $V(t)$ – закон изменения пройденного пути и скорости поршня гидравлического цилиндра соответственно, $\max s(t)=h$.

Компоненты $\Phi_1 \div \Phi_4$ выражения (5), записанные для начального и крайнего положений механизма, приводят к системе, состоящей из 8 нелинейных алгебраических уравнений. Совместное решение этих уравнений позволяет определить неизвестные параметры $\varphi_{1н}, \varphi_{2н}, \varphi_{3н}, \varphi_{1к}, \varphi_{2к}, \varphi_{3к}, c, L_2$. Здесь индексами «н» и «к» обозначены значения параметров в начальном и крайнем положениях механизма.

Определенные таким способом значения c и L_2 в комбинации с известными параметрами для получения значений неизвестных параметров столбца координат q путем решения системы (5):

$$q = (L_1 \ \varphi_1 \ \varphi_2 \ \varphi_3 \ \varphi_4)^T. \quad (9)$$

В (9) координата L_1 является независимой, а координаты $\varphi_1 - \varphi_4$ – зависимыми координатами механизма.

Если известен столбец (9) и связи голономные, то кинематические уравнения скорости имеют следующий общий вид /9/:

$$\Phi_q \dot{q} + \Phi_t = 0. \quad (10)$$

В (10) через Φ_q обозначена квадратная матрица Якоби:

$$\Phi_q = \begin{pmatrix} \frac{\partial \Phi_1}{\partial q_1} & \frac{\partial \Phi_1}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_1}{\partial q_n} \\ \frac{\partial \Phi_2}{\partial q_1} & \frac{\partial \Phi_2}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_2}{\partial q_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial \Phi_n}{\partial q_1} & \frac{\partial \Phi_n}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_n}{\partial q_n} \end{pmatrix}, \quad (11)$$

где n – число координат, описывающих положения звеньев механизма. Для рассматриваемого механизма (11) имеет вид:

$$\Phi_q = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{33} & a_{34} & a_{35} \\ 0 & 0 & a_{43} & a_{44} & a_{45} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (12)$$

где $a_{11} = \cos \varphi_1$, $a_{12} = -L_1 \sin \varphi_1$, $a_{13} = -L_2 \sin \varphi_2$, $a_{21} = -\sin \varphi_1$, $a_{22} = -L_1 \cos \varphi_1$,
 $a_{23} = L_2 \cos \varphi_2$, $a_{33} = -L_3 \sin(\varphi_2 + \alpha)$, $a_{34} = L_4 \sin \varphi_3$, $a_{35} = L_5 \sin \varphi_4$, $a_{43} = -L_3 \cos(\varphi_2 + \alpha)$,
 $a_{44} = L_4 \cos \varphi_3$, $a_{45} = L_5 \cos \varphi_4$.

В (10) через \dot{q} обозначен вектор скоростей звеньев механизма:

$$\dot{q} = (\dot{L}_1 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 \dot{\varphi}_4)^T. \quad (13)$$

Через Φ_t обозначен столбец, состоящий из частных производных Φ по времени:

$$\Phi_t = \left(\frac{\partial \Phi_1}{\partial t} \quad \frac{\partial \Phi_2}{\partial t} \quad \dots \quad \frac{\partial \Phi_n}{\partial t} \right)^T. \quad (14)$$

В (14) все частные производные уравнений связей, которые не являются явными функциями времени (склерономными), равны нулю. Для шестизвенного механизма уравнения $\Phi_1 \div \Phi_4$ являются склерономными, а уравнение Φ_5 – реономное, поэтому Φ_t имеет следующий вид:

$$\Phi_t = (0, 0, 0, 0, -V(t))^T. \quad (15)$$

Учитывая (10), скорости звеньев механизма являются решением следующей системы линейных алгебраических уравнений:

$$\dot{q} = -\Phi_q^{-1} \Phi_t. \quad (16)$$

Кинематические уравнения ускорения имеют следующий общий вид [9]:

$$\Phi_{qt} = \dot{q} + \Phi_q \ddot{q} + \Phi_{tt} = 0. \quad (17)$$

В (17) через Φ_{qt} обозначена матрица, состоящая из частных производных по времени компонентов матрицы Φ_q . Для рассматриваемого механизма Φ_{qt} имеет следующий вид:

$$\Phi_{qt} = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & 0 & 0 \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_{33} & b_{34} & b_{35} \\ 0 & 0 & b_{43} & b_{44} & b_{45} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (18)$$

где $b_{11} = -\sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1$, $b_{12} = -L_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - \dot{L}_1 \sin \varphi_1$, $b_{13} = -L_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2$, $b_{21} = -\cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1$,
 $b_{22} = L_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - \dot{L}_1 \cos \varphi_1$, $b_{23} = -L_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2$, $b_{33} = -L_3 \cos(\varphi_2 + \alpha) \dot{\varphi}_2$,
 $b_{34} = L_4 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3$, $b_{35} = L_5 \cos \varphi_4 \dot{\varphi}_4$, $b_{44} = -L_4 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3$, $b_{43} = L_3 \sin(\varphi_2 + \alpha) \dot{\varphi}_2$, $b_{45} = -L_5 \sin \varphi_4 \dot{\varphi}_4$.

В (17) через \ddot{q} обозначен столбец ускорений звеньев механизма:

$$\ddot{q} = (\ddot{L}_1 \ddot{\varphi}_1 \ddot{\varphi}_2 \ddot{\varphi}_3 \ddot{\varphi}_4)^T. \quad (19)$$

Через Φ_{tt} обозначен столбец, состоящий из вторых частных производных Φ по времени:

$$\Phi_{tt} = \left(\frac{\partial^2 \Phi_1}{\partial t^2} \quad \frac{\partial^2 \Phi_2}{\partial t^2} \quad \dots \quad \frac{\partial^2 \Phi_n}{\partial t^2} \right)^T. \quad (20)$$

Для рассматриваемого механизма Φ_{tt} имеет следующий вид:

$$\Phi_{tt} = \left(0, 0, 0, 0, -\frac{dV(t)}{dt} \right)^T. \quad (21)$$

Ускорения звеньев механизма являются решением системы линейных алгебраических уравнений:

$$\ddot{q} = -\Phi_q^{-1}(\Phi_{qt}\dot{q} + \Phi_{tt}). \quad (22)$$

Найденные положения, скорости и ускорения звеньев механизма могут служить для определения кинематических характеристик характерных точек звеньев механизма, например, скорости и ускорения вершины зуба ковша и центра тяжести ковша, функций положения, угла передачи силы и др. Полученные кинематические характеристики также используются при проведении статического и динамического силового анализа.

Список литературы

1. Волков Д., Крикун В., Тотолин П., Гаевская К., Никулин П. Машины для земляных работ. – М.: Машиностроение, 1992.
2. Глыбов В. Синтез механизмов в робототехнике. - Томск, 1992.
3. Панов В., Георгиев М. Методы и программные средства синтеза конструкции землеройных машин. - Новокузнецк, 1997.
4. Константинов М., Неделчев И. Теория на механизмите и машините. - София: Техника, 1964.
5. Левитский Н. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1979.
6. Живоглядов В., Стоянов П. Теория на механизмов и машин. - Челябинск, 1991.
7. Craig J. Introduction to robotics, mechanics and control. Addison Wesley publishing company, 1989.
8. Hiller M., Möller M. Computer-based kinematical analysis of spatial multiloop mechanisms. Proc. of the 22-nd Biennial ASME Mechanisms Conference on Flexible Mechanisms, Dynamics and Analysis, pp. 135-142, 1992, Scottsdale, USA.
9. Jalon J., Bayo E. Kinematic and Dynamic simulation of Multibody Systems. Springer-Verlag Berlin and Heidelberg GmbH & Co. K, 1993.
10. Nikravesh P. Computer Aided Analysis of Mechanical Systems, Prentice-Hall, 1988.

11. www.mscsoftware.com