**Кинематическое исследование механизма поворота ковша канатного экскаватора**

**Ю.В. Максимов**

Производственные наблюдения рабочего процесса копания экскаватором ЭО-4112 с обратной лопатой, показали, что главной причиной снижения его эксплуатационной производительности является потеря части зачерпнутого грунта на участке подъема и переноса его к месту выгрузки. Это обусловлено, прежде всего, конструктивными особенностями жесткого крепления ковша к рукояти, при котором положение ковша определяется только двумя угловыми координатами: углами поворота стрелы – и рукояти – . Это в принципе исключает возможность рационального положения ковша на соответствующем участке траектории (заглубления, зачерпывания, транспортирования, выгрузки). На гидравлических экскаваторах эта проблема решается путем шарнирного соединения ковша с рукоятью и управлением его поворотом дополнительным гидроцилиндром, т.е. положение ковша в этом случае определяется уже тремя координатами – , и углом поворота ковша – . Для экскаваторов с канатной подвеской шарнирное крепление ковша к рукояти требует дополнительного устройства управления его поворотом. При этом известные схемы внешнего воздействия на ковш практически невозможно согласовать с существующей конструкцией рабочего оборудования. Решение данного вопроса возможно только за счет дополнительной кинематической связи ковша с рукоятью и/или стрелой и реализующей внутренние усилия, обусловленные соответствующим взаимным расположением стрелы и рукояти [1].

Для практической реализации предложенной конструкции необходимо провести кинематическое и динамическое исследование механизма поворота, схема которого представлена на рисунке.

Схема отражает наиболее значимую в свете рассматриваемого вопроса часть траектории рабочего процесса, на которой осуществляется поворот рукояти относительно стрелы с одновременным поворотом ковша относительно рукояти.

Расположим центр прямоугольной системы координат *О1* в точке крепления рукояти к стреле совместив ось *X* с линией соединяющей точку поворота рукояти с точкой поворота стрелы *О3*. В рассматриваем случае ось *Х* горизонтальна (угол поворота стрелы ), гидроцилиндр *Ц2* закрыт, т.е. звено *АВ* жесткое, а гидроцилиндр *Ц1* открыт, что позволяет эвену *КН* изменять свою длину в соответствии с поворотом ковша.

Механизм поворота ковша представляет собой два смежных четырехзвенных механизма: *О1АВО2* и *О2СDE*, где для первого механизма *О1АВО2* ведущим звеном является рукоять *1* (звено *О1О2*). Звено *1* вращается с угловой скоростью *ω1* за счет тягового каната *12* наматываемого на барабан главной лебедки с приводом от электродвигателя (*Тдв*). Для второго механизма *О2СDE* ведущим является звено *5* (*О2С*) которое есть продолжение звена *2* (*О2В*) первого механизма *О1АВО2*.

В результате кинематического анализа должны быть установлены функциональные зависимости углов *φ2, φ3, φ5, φ6* и *φ7* обоих четырехзвенных механизмов от ведущего звена *1*, а также угловые скорости *ω2, ω3,* и *ω7*. Эти зависимости позволят определить угол поворота ковша как по отношению к рукояти *1*, так и по отношению к горизонту (линия передней грани боковой стенки ковша *11*), а так же скорости перемещения гидроцилиндров *Ц1* (тяга переменной длины *10*) и *Ц2* (тяга переменной длины – звено *3*).

Известны различные методы аналитического исследования плоских шарнирных механизмов [2-8] включая и исследование кинематики рабочего органа одноковшового экскаватора [9] и его нагружения [10]. В последнее время для решения задач синтеза все шире используются различные компьютерные программы [5,6]. В известном труде [2] задачи кинематического исследования сводятся к совместному решению уравнений проекций на оси координат контуров, образованных звеньями механизмов, с последующим дифференцированием этих уравнений для определения угловых скоростей. А в [3] первую часть задачи определяют другим способом – путем решения дополнительно построенных на исследуемом механизме треугольников.

C:\Documents and Settings\MaximovVIP\Local Settings\Temporary Internet Files\Content.Word\Чертеж 1.tif

Рис. – Схема механизма поворота ковша

В рассматриваемом механизме соотношения длин звеньев определяют его работу по повороту ковша только в одной четверти окружности, причем проекции звеньев 2 и 3 пересекаются, что выводит данный механизм из ряда классических. Это определило комбинированный подход к решению поставленной задачи.

Обозначим для краткости длины звеньев

*O1O2 =l1; O2B =l2; AB =l3; AO1 =l4; O2C =l5; CD =l6; ED =l7; EO2 =l8; EH =l9; HK =l10; EF =l12; O1F = l13.*

Для определения угловой скорости *ω1* звена *1* запишем из треугольника *О1FE* векторное равенство

***FE*** *=* ***O1E*** *+* ***FO1*** .

Уравнения проекций на оси координат

. (1)

Для определения угла разделим второе уравнение на первое. Получим

.

Для определения угловой скорости звена *1* дифференцируем по времени *t* первое уравнение из (1).

.

Из углов в этом уравнении вычтем угол . Тогда имеем

.

Откуда находим значение , (2)

где – скорость каната, навиваемого на барабан;

– угол образованный канатом *12* и звеном *13.*

Скорость каната с учетом полиспастной системы равна

,

где *ωдв* – угловая скорость двигателя лебедки;

*Rб* – радиус барабана;

*i –* передаточное число привода барабана;

*aп* – кратность полиспаста.

Рассмотрим четырехзвенный механизм *О1АВО2* .

Из прямоугольного треугольника *AO2J* следует

(3)

Неизвестные углы *φ3* и *ε* определяются из соответствующих треугольников, построенных на исследуемом механизме.

Из прямоугольного треугольника *АО2М* получаем

, (4)

а из треугольников *О1О2А* и *О2АВ*

.

Откуда .

Обозначим

и . (5)

Окончательно имеем

Таким образом, вычисляя последовательно по формулам (5), (4) и (3) углы *ε, v* и *δ*, определяем угол

. (6)

Для определения угла *φ2* и скоростей звеньев механизма воспользуемся методом, изложенным в [2].

Векторное уравнение замкнутости контуров *О1АВО2*

**.**

Проектируя это уравнение на оси *O1X* и *O1Y*, получаем

. (7)

Так как , то и , то уравнения (7) получают вид

. (8)

Угол *φ2* определяется из последнего уравнения (8)

. (9)

Для определения угловых скоростей *ω2* и *ω3* звеньев 2 и 3 дифференцируем уравнения (8) по времени *t* . Получаем

.

Имея в виду, что , и , имеем

. (10)

Из углов входящих в первое уравнение (10) вычитаем общий угол *φ2* , что соответствует повороту осей координат *XO1Y* на угол *φ2* . Получаем

,

Откуда находим угловую скорость звена 3

. (11)

После аналогичного преобразования первого уравнения (10) путем поворота осей координат *XO1Y* на угол *φ3* получаем выражение для угловой скорости

. (12)

Для определения угла непосредственно характеризующего поворот ковша (звено 7) относительно рукояти (звена 1) рассмотрим смежный четырехзвенный механизм *O2CDE*. Введем подвижную систему координат *X1O2Y1*, связав её с центром вращения ведущего (для смежного механизма) звена *O2C.* Обозначив дополнительные углы *O2EC = v2* , *O2EC = δ2* и *O2EC =* и выполнив все аналогичные вышеприведенным для механизма *О1АВО2* преобразования в результате получаем выражения для определения всех значимых углов и угловых скоростей. ; ;

,

где ; .

(13)

(14)

.(15)

Скорость изменения длины звена 10 (хода поршня гидроцилиндра Ц1)

определяется из векторного уравнения

***КЕ*** *+* ***ЕН*** *=* ***НК*** .

Уравнения проекций этого уравнения на оси координат имеют вид

. (16)

Разделив второе уравнение на первое, получаем значение угла

(17)

Для определения скоростей продифференцируем по времени *t* уравнения (16). Получаем

. (18)

Из углов в уравнениях (18) вычитаем угол . В результате получаем значения скоростей.

Скорость изменения длины звена 10 () равна

. (19)

Угловая скорость звена 10

.

Полученные функциональные зависимости кинематических параметров механизма поворота одноковшового экскаватора в виде выражений (1)…(19) позволяют проводить анализ механизма для любых значений угла поворота рукояти .

**Литература:**

1. Патент РФ 2450106, МПК Е02F 3/42. Рабочее оборудование ковшового экскаватора / В.С. Исаков, Ю.В. Максимов, Г.М. Симелейский; заявлено 15.10.2010; опубл. 10.05.2012, Бюл. № 13. – 8 с., ил.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. [Текст]. Издание третье. – М.: Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1953. – 712 с.
3. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. [Текст]. – М.: Машгиз, 1949. – 448 с.
4. Зиновьев В.А. Аналитические методы расчета плоских механизмов. [Текст]. М., Гостехиздат, 1949. – 204 с.
5. Зиборов К.А. Решение векторных уравнений кинематики механизмов с помощью программы Mathcad [Текст] / К.А. Зиборов, И.Н. Мацюк, Э.М. Шляхов // Теория механизмов и машин. 2008. №1. Том 6. С. 64-70.
6. Верховод П.В. Решение задачи приближенного синтеза четырехзвенного механизма с помощью программы mathcad [Текст] // Теория машин и механизмов. – 2011. – № 2, Том 9. – С. 53-64.
7. Hartenberg, R.S., and Danavit, J. 1964, Kinematic Synthesis of Linkages. McGrawHill, Ney York. http://ebooks.library.cornell.edu/cgi/t/text/text-idx?c=kmoddl;idno=kmod013.
8. Freudenstein, F. Approximate synthesis of four-bar linkages. Transactions of ASME, 1955, Vjl. 77, pp. 853-861/
9. Павлов В.П. Информационно-логическая модель системного проектирования одноковшовых экскаваторов [Электронный ресурс] // Инженерный вестник Дона, 2010. №3. – Режим доступа: htt: // www/ ivdon.ru / magazine / archive/n3y2010/238 / (доступ свободный). – Загл. с экрана. – Яз. рус.
10. А.А. Котесова. Уточненное определение ресурса совокупности по выборочным данным для стрелы одноковшового экскаватора [Электронный ресурс] // Инженерный вестник Дона, 2013. №2. – Режим доступа: htt: // www/ ivdon.ru / magazine / archive / n2y2013/1695 / (доступ свободный). – Загл. с экрана. – Яз. рус.