

УДК 622.621.879.629

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЭКСКАВАТОРА С ЭКСЦЕНТРИКОВЫМ МЕХАНИЗМОМ ШАГАНИЯ

**И.В. Крупко, доцент, к.т.н., Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск**

*Аннотация.* Приведены результаты теоретических исследований, получены зависимости на основании разработанных структурной и расчетной схем, которые описывают математическую модель процесса передвижения карьерного экскаватора с четырехопорным шагающим движителем.

*Ключевые слова:* экскаватор, математическая модель, функционально законченный элемент, четырехопорный шагающий движитель.

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ЕКСКАВАТОРА З ЕКСЦЕНТРИКОВИМ МЕХАНІЗМОМ КРОКУВАННЯ

**І.В. Крупко, доцент, к.т.н., Донбаська державна машинобудівна академія,  
м. Краматорськ**

*Анотація.* Наведено результати теоретичних досліджень, отримано залежності на основі розроблених структурної і розрахункової схем, які описують математичну модель процесу пересування кар'єрного экскаватора з чотирьохопорним крокуючим рушієм.

*Ключові слова:* экскаватор, математична модель, функціонально закінчений елемент, чотирьохопорний крокуючий рушій.

## MATHEMATICAL MODEL OF THE PROCESS OF MOVING OF THE EXCAVATOR WITH EXCENTRIC MECHANISM

**I. Krupko, Associate Professor, Candidate of Engineering Science,  
Donbass State Engineering Academy, Kramatorsk**

*Abstract.* The results of theoretical researches are given, the dependences on the basis of the developed structural and settlement schemes which describe the mathematical model, the process of movement of the career excavator with a four-basic walking engine are obtained.

*Key words:* excavator, mathematical model, functionally finished element, four-basic walking engine.

### Введение

Повышение эффективности использования экскаваторной техники, работающей на карьерах, может быть достигнуто за счет снижения времени простоев таких машин, связанных с отказами отдельных узлов и механизмов. Как показал анализ отказов однокорпусных экскаваторов типа ЭКГ-5 и ЭКГ-10Н, проводимый на ЗАО НКМЗ, до

25 % отказов от общего числа приходится на гусеничные механизмы передвижения. Поэтому вопрос повышения работоспособности механизмов передвижения является весьма актуальным.

### Анализ публикаций

С целью повышения надежности механизмов передвижения на ЗАО НКМЗ разработан

четырехопорный шагающий движитель [1]. Отличительной особенностью от существующих шагающих механизмов является наличие в таком движителе двух пар опорных башмаков, внутренних и внешних, приводимых в движение двумя парами эксцентриков. В процессе движения в таком механизме происходит подъем и опускание тележки за счет попарно поднимаемых и опускаемых внутренних и внешних опорных башмаков, т.е. пара опорных башмаков (лыж) приводится в движение синфазно вращающимися вокруг оси эксцентриками, а вторая пара лыж – эксцентриками. При работе экскаватора в забое вес машины равномерно распределяется на все четыре опорных башмака. Учитывая конструкцию такого движителя (отсутствие значительного количества быстро изнашиваемых деталей, например по сравнению с гусеничным ходом, а также сравнительно меньшую массу по сравнению с шагающими трехопорными механизмами [2], ввиду отсутствия опорной базы), можно предположить, что в процессе эксплуатации такой движитель окажется весьма эффективным. Целью данной работы является установление закономерностей изменения силовых и кинематических параметров четырехопорного шагающего движителя в процессе перемещения.

### Цель и постановка задачи

Целью данной статьи является исследование процесса передвижения карьерного экскаватора с четырехопорным шагающим движителем.

### Результаты исследований

В работе ДонГТУ [3] предложен метод исследования горных и подъемно-транспортных машин в процессе выполнения технологических операций в виде функционирования системы «машина – внешняя среда». Основными компонентами этой системы являются такие подсистемы как внешняя среда и машина, причем каждая из подсистем имеет свою структуру, а структура состоит из элементов; структурная и расчетная схемы механизма передвижения приведены в работе [3].

На основании структурной составлена расчетная схема четырехопорного шагающего движителя, которая позволяет учесть конструкцию ходового оборудования, его взаимо-

связи в структуре экскаватора, взаимодействие с внешней средой и формирование нагрузок в процессе перемещения экскаватора. Учитывая основные положения теории многокритериального анализа [4], разработана математическая модель процесса перемещения экскаватора как системы, состоящей из последовательно соединенных функционально законченных элементов (ФЗЭ); при этом учтено следующее:

– экскаватор – это горная машина, представляющая собой техническую систему, включающую металлоконструкцию, исполнительные механизмы, рабочее и ходовое оборудование взаимодействующие с внешней средой;

– механизмы экскаватора рассматриваем с учетом их роли и значения для функционирования механической системы для выполнения горных работ по вскрышке, добыче и погрузке полезных ископаемых, перемещению машины в забое, устойчивому положению при выполнении технологических операций;

– внешнее воздействие на механизм передвижения представим в виде поступательно перемещающейся массы ( $Mэ$ ) с центром в точке  $C$ , шарнирно соединенной в шарнирах, ( $O1 - O8$ ) с опорными башмаками ( $L1 - L4$ ), на которые оказывает воздействие внешняя среда со стороны опорной поверхности забоя.

Математическая модель процесса передвижения экскаватора с учетом функционально законченных элементов (ФЗЭ) ходового оборудования, по аналогии с горной машиной, может быть представлена в виде вектора функции, записанной в неявном виде [4]

$$f_i(\bar{X}, \bar{P}, \bar{Y}) = 0, \quad (1)$$

где  $\bar{X}$  – вектор входных параметров;  $\bar{P}$  – вектор структуры и параметров машины;  $\bar{Y}$  – вектор выходных параметров.

Одним из наименее изученных ФЗЭ в предлагаемом движителе является эксцентриковый привод. Эксцентриковый привод как ФЗЭ (рис. 1) позволяет реализовать связь трех пространственно-перемещающихся масс (ППМ1...ППМ3); центры масс находятся в точках  $C_1, C_2, C_3$ .

Эксцентриковый вал с эксцентриситетом « $e = b$ », осью вращения среднего цилиндрического шарнира, направленной по оси  $Z^{IV}$  в системе координат  $AX^{IV}Y^{IV}Z^{IV}$  (с центром шарнира в точке  $A$ , расположенной посередине шарнира в месте передачи крутящего момента  $M$ ), жестко связанной с ППМ1, т.е. с центром масс тележки. При передаче крутящего момента  $M$  в точке  $A$  в точках  $B$  и  $D$  возникают силы, приложенные к опорам (массам 2 и 3)  $F_y'', F_x''$  и  $F_y''', F_x'''$ , которые являются составляющими усилия, формируемого при взаимодействии ППМ2 и ППМ3 опорных башмаков с грунтовым основанием в соответствии с системами координат  $C_2X''Y''Z''$  и  $C_3X'''Y'''Z'''$ .

При разработке математической модели приняты следующие допущения:

1. Перемещения цилиндрических шарниров в продольном направлении вдоль оси  $Z$  отсутствуют.
2. Составляющими сил трения в шарнирах, направленными вдоль продольной оси, на данном этапе исследований можно пренебречь.
3. Точки  $B$  и  $D$  представляют собой выходные части эксцентрикового вала в виде цилиндрических шарниров с центрами в точках  $B$  и  $D$ , равноудаленных от точки  $A$  и шарнирно связанных с опорами в виде ППМ2 и ППМ3.
4. Усилия в зоне контакта опоры вала с эксцентриком представлены как сосредоточенные составляющие, приложенные в точках  $B$  и  $D$ .

Системы координат, представленные на расчетной схеме, следующие:

- $OXYZ$  – неподвижная система координат, жестко связанная с внешней средой (забом или его грунтовым основанием);
- $C_1X_1Y_1Z_1$  – система координат центра масс нижней рамы, жестко связанная с центром масс экскаватора, и её оси совпадают с направлением главных осей инерции системы;
- $C_2X''Y''Z''$  и  $C_3X'''Y'''Z'''$  – системы координат, жестко связанные с точками шарнирного крепления опорных башмаков с ногой эксцентрика;
- $AX^{IV}Y^{IV}Z^{IV}$  – система координат, жестко связанная с серединой приводного эксцентрикового вала.

Согласно разработанной расчетной схеме (рис. 1) и с учетом принятых допущений математическая модель формирования нагрузок в эксцентриковом приводе шагающего движителя состоит из нескольких составляющих блоков, которые последовательно позволяют определить основные силовые и кинематические параметры, оказывающие влияние на процесс перемещения.

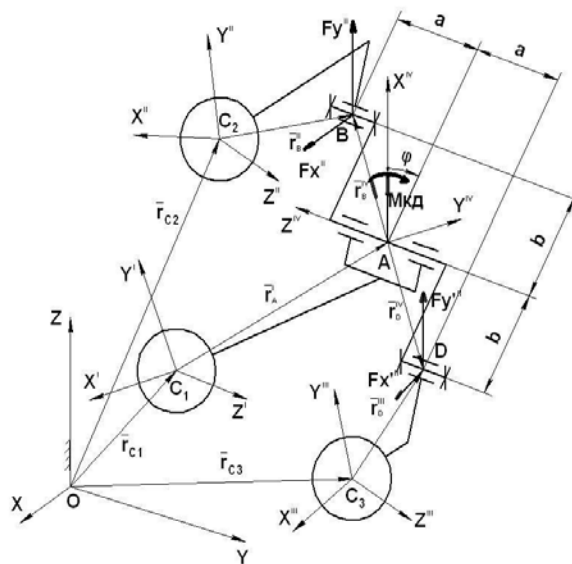


Рис. 1. Расчетная модель эксцентрикового привода

Математическая модель ФЭЭ «эксцентриковый вал» согласно расчетной схеме (рис. 1) представлена в общем виде

$$\left\{ \begin{array}{l} \overset{-I}{r}_{B_1} = \overset{-I}{r}_A + (C^{IV}) \cdot \overset{-IV}{r}_{B_1}; \overset{-I}{r}_{B_2} = \overset{-I}{r}_A + (C^{IV}) \cdot \overset{-IV}{r}_{B_2}; \\ \overset{-I}{r}_{D_1} = \overset{-I}{r}_A + (C^{IV}) \cdot \overset{-IV}{r}_{D_1}; \overset{-I}{r}_{D_2} = \overset{-I}{r}_A + (C^{IV}) \cdot \overset{-IV}{r}_{D_2}; \\ \overset{-IV}{r}_{B_1} = \left\{ b \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{u} + \varphi_0\right); b \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{u} + \varphi_0\right); a \right\}; \\ \overset{-IV}{r}_{B_2} = \left\{ b \cdot \cos(\varphi + \varphi_0); b \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{u} + \varphi_0\right); a + l \right\}; \\ \overset{-IV}{r}_{D_1} = -\overset{-IV}{r}_{B_1}; \overset{-IV}{r}_{D_2} = -\overset{-IV}{r}_{B_2}; \\ \overset{*}{v}_{B_1} = \left\{ -\frac{\omega}{u} \cdot b \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{u} + \varphi_0\right); \frac{\omega}{u} \cdot b \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{u} + \varphi_0\right); 0 \right\}; \\ \overset{*}{v}_{B_2} = \overset{*}{v}_{B_1}; \overset{*}{v}_{D_1} = -\overset{*}{v}_{B_1}; \overset{*}{v}_{D_2} = \overset{*}{v}_{D_1}; \\ \overset{-IV}{F}_{B_2} = \left\{ \begin{array}{l} -\Delta \overset{-IV}{r}_{B_1x} \cdot c_p - \Delta \overset{-IV}{V}_{B_1x} \cdot \beta_p \\ -\Delta \overset{-IV}{r}_{B_1y} \cdot c_p - \Delta \overset{-IV}{V}_{B_1y} \cdot \beta_p \\ -\Delta \overset{-IV}{r}_{B_1z} \cdot c_o - \Delta \overset{-IV}{V}_{B_1z} \cdot \beta_o \end{array} \right\}; \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} \bar{F}_{B_{12}}^{IV} &= -\bar{F}_{B_{12}}^{IV}; \\ \bar{M}_{B_{11}}^{IV} &= r_{B_1}^{IV} \times \bar{F}_{B_{11}}^{IV}; \\ \bar{M}_{B_{21}}^{IV} &= r_{B_2}^{IV} \times \bar{F}_{B_{21}}^{IV}; \\ M_{D_{11}}^{IV} &= \bar{r}_{D_1}^{IV} \times [(C^{IV})\bar{F}_{D_{11}}^{IV}], F_{D_{11}} = (C^I)(C^{IV})\bar{F}_{D_{11}}^{IV}, \bar{F}_{D_{13}} = -\bar{F}_{D_{11}}; \\ \bar{M}_{D_{11}}^{IV} &= r_{D_1}^{IV} \times \bar{F}_{D_{11}}^{IV}; \\ \bar{M}_{D_{21}}^{IV} &= r_{D_2}^{IV} \times \bar{F}_{D_{21}}^{IV}; \\ M &= \frac{M_{B_{12}}^{IV} + M_{B_{21}}^{IV} + M_{D_{11}}^{IV} + M_{D_{21}}^{IV}}{u}, \end{aligned} \right.$$

где  $\bar{r}_{B_1}^{IV}$  – радиус-вектор точки  $B$  в системе координат  $AX^{IV}Y^{IV}Z^{IV}$ ;  $(C^{IV})$  – матрица направляющих косинусов в системах координат  $AX^{IV}Y^{IV}Z^{IV}$  и координат  $C_1X^IY^IZ^I$ ;  $\bar{r}_{C_1}, \bar{r}_{C_2}, \bar{r}_{C_3}$  – радиус-векторы центров масс ППМ 1, 2 и 3 в системе координат  $OXYZ$ ;  $(C^I), (C^II), (C^{III})$  – матрицы направляющих косинусов систем координат  $C_1X^IY^IZ^I, C_2X^{II}Y^{II}Z^{II}$  и  $C_3X^{III}Y^{III}Z^{III}$ , жестко связанных с ППМ 1, 2 и 3 соответственно, в системе координат  $OXYZ$ , жестко связанной с центром масс ходовой тележки;  $\bar{r}_A, \bar{r}_B, \bar{r}_D, \bar{r}_D^{IV}$  – радиус векторы точек  $A$  и  $B$  и  $D$  в соответствующих системах координат, жестко связанных с ППМ 1, 2 и 3 соответственно;  $r_B^{IV}, r_D^{IV}$  – радиусы векторов точек  $B$  и  $D$  относительно точки  $A$ ;  $\varphi$  – угол поворота эксцентрика;  $a$  – осевое смещение точек  $B$  и  $D$  относительно  $A$ ;  $b$  – радиальное смещение точек  $B$  и  $D$  относительно  $A$ , равное эксцентриситету «е»;  $c_p, c_o$  – жесткость шарнира в радиальном и осевом направлениях;  $\beta_p, \beta_o$  – коэф-

фициенты демпфирования в радиальном и осевом направлениях;  $v_c$  – скорость шарнира;  $\bar{v}_{C_1}, \bar{v}_{C_2}, \bar{v}_{C_3}$  – скорости центров масс ППМ 1, 2 и 3 в системе координат  $OXYZ$ ;  $\bar{\omega}_1, \bar{\omega}_2, \bar{\omega}_3$  – угловые скорости ППМ 1, 2 и 3 в системах координат  $C_1X^IY^IZ^I, C_2X^{II}Y^{II}Z^{II}$  и  $C_3X^{III}Y^{III}Z^{III}$  соответственно;  $\bar{F}_1^{IV}$  – реакция в шарнире, приложенная к первой ППМ в системе координат  $AX^{IV}Y^{IV}Z^{IV}$ ;  $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \bar{F}_3$  – реакции в шарнире, приложенные к ППМ 1, 2 и 3 в системе координат  $OXYZ$ ;  $\bar{M}_1', \bar{M}_2', \bar{M}_3'$  – моменты реакций в шарнире относительно точек  $C_1, C_2$  и  $C_3$ , приложенные к ППМ 1, 2 и 3 в системах координат  $C_1X^IY^IZ^I, C_2X^{II}Y^{II}Z^{II}$  и  $C_3X^{III}Y^{III}Z^{III}$  соответственно.

Для решения разработанной математической модели применен метод Рунге–Кутты, который предусматривает на каждом шаге четырехкратное вычисление правой части  $f(\bar{X}, \bar{Y}, \bar{P})$  уравнения (2) по известному алгоритму, что позволяет получить графики изменения параметров привода четырехопорного механизма шагания.

Для теоретических исследований за исходные данные были приняты параметры физической модели. По результатам расчетов были построены зависимости (рис. 2), которые позволяют судить о характере изменения силовых и кинематических параметров четырехопорного механизма шагания.

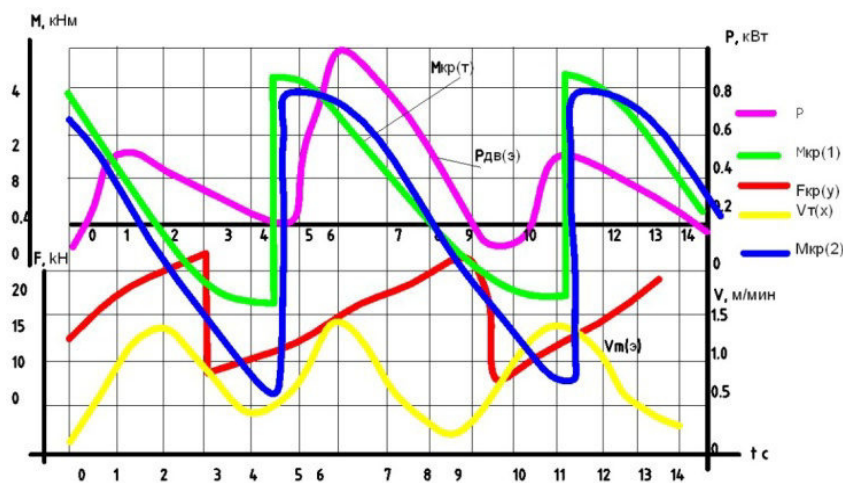


Рис. 2. Изменение кинематических и силовых параметров привода четырехопорного механизма шагания по результатам вычислительного эксперимента

Из графиков видно, что моменты на валах эксцентриков  $M_{кр1}$  и  $M_{кр2}$  изменяются за цикл движения (время одного цикла составляет 4,5 с) по некоторой функциональной зависимости, которая соответствует ранее приведенным зависимостям (1, 2).

Расчетное значение максимальной скорости  $v_{m(x)}$  близко к принятому (1,48 м/мин), а среднее значение скорости  $v_{m(max)}$  в 2 раза превышает  $v_{m(min)}=0,38$  м/мин.

### Выводы

Таким образом разработана математическая модель привода четырехопорного механизма шагания, особенностью которой является представление структуры механизма в виде взаимосвязанных функционально законченных элементов, взаимодействующих между собой и со внешней средой, которая позволила установить соотношения силовых и кинематических параметров привода, обосновать соотношение основных кинематических и силовых параметров четырехопорного шагающего движителя и установить влияние эксцентриситета на их величину.

### Литература

1. Патент 46019 Україна. МПК E02F 9/02 (2006.01) Крокуючий хід важких кар'єрних екскаваторів – лопат; заявник Марченко А.І., Літвінов Л.І., Буренко О.Г., Калашніков О.Ю., патентовласник ОТ «Новоκραматорський машинобудівний завод» – № 97105194; заял. 24.02.99, опубл. 15.05.2002, Бюл. №5./
2. Подэрни Р.Ю. Горные машины и автоматизированные комплексы для открытых работ: в 2 т. / Р.Ю. Подэрни. – М., 2001. – Т. 2. – 322 с.
3. Крупко И.В. Исследование силовых и кинематических параметров в четырехопорном шагающем движителе экскаватора / И.В. Крупко // Сб. науч. тр. – Алчевск : ДГТУ. – 2010. – № 1. – 592 с.
4. Семенченко А.К. Теоретичні основи аналізу і синтезу гірничих машин і процесу їх відновлення, як динамічних систем / А.К. Семенченко, В.М. Кравченко, О.Є. Шабаєв. – Донецьк: РВА ДонНТУ, 2002. – 302 с.

Рецензент: Е.С. Венцель, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 10 декабря 2012 г.