

УДК УДК 621.879

Семенченко А. К., Крупко И. В.

## ОБОСНОВАНИЕ СИЛОВЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ В ЧЕТЫРЕХОПОРНОМ ШАГАЮЩЕМ ДВИЖИТЕЛЕ ЭКСКАВАТОРА

Повышение эффективности использования экскаваторной техники, работающей на карьерах, может быть достигнуто за счет снижения времени простоя таких машин, связанных с отказами отдельных узлов и механизмов. Как показал анализ отказов одноковшовых экскаваторов типа ЭКГ-5 и ЭКГ-10Н проводимый на ПАО «НКМЗ» до 25 % отказов от общего числа, приходится на гусеничные механизмы передвижения. С целью повышения надежности механизмов передвижения на ПАО «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 так же сравнительно меньшую массу по сравнению с шагающим трехопорными механизмами, ввиду отсутствия опорной базы), можно предположить, что в процессе эксплуатации такой движитель окажется весьма эффективным. В данной работе ставится задача по разработке метода исследований силовых и кинематических параметров четырехопорного шагающего движителя в процессе перемещения.

В работах ДонНТУ [2, 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 связанных между собой.

Целью данной работы является установление взаимосвязи между силовыми и кинематическими параметрами в зависимости от режимов движения экскаватора и геометрических характеристик эксцентрикового привода.

Применительно к одноковшовым карьерным экскаваторам структурная схема состоит из взаимосвязанных между собой следующих основных элементов: рабочего органа – ковш (к); рукояти (Рк) со стрелой (Стр), исполнительных механизмов (Мпод, Мнап), установленных на поворотной платформе (Мпп), которая с помощью опорно-поворотного устройства и (ОП), механизма поворота (Пм) и центральной цапфы (Цц), связана с нижней рамой (Мнр). Нижняя рама опирается на ходовую часть состоящую из четырех опорных башмаков (лыж 1–4) соединенных с помощью шарниров (О1...О8).

На основании структурной (см. рис. 1, а) составлена расчетная схема четырехопорного шагающего движителя рис. 1, б, которая позволяет учесть конструкцию ходового оборудования, его взаимосвязи 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 учитываем следующее:

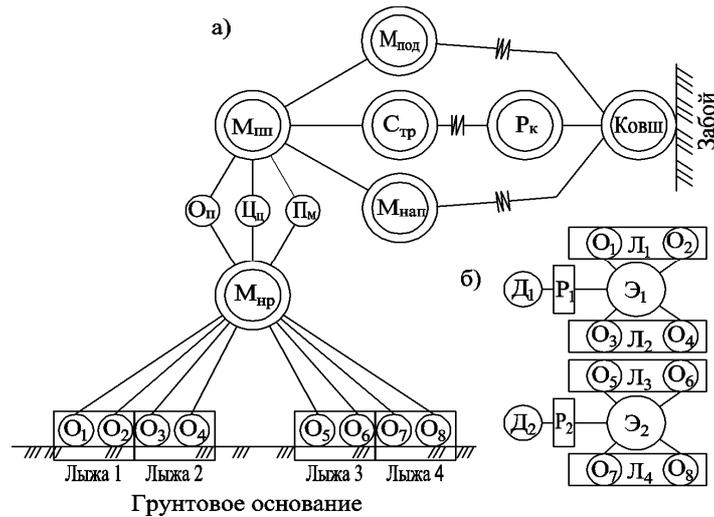


Рис. 1. Структурная (а) и расчетная (б) схемы экскаватора и механизма передвижения соответственно

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

где  $\bar{X}$  – вектор входных параметров;

$\bar{P}$  – вектор структуры и параметров машины;

$\bar{Y}$  – вектор выходных параметров.

На расчетной схеме (см. рис. 1, б) показаны:

$OXYZ$  – неподвижная система координат, жестко связанная с забоем;

$CX'Y'Z'$  – система координат, жестко связанная с ППМ, с началом координат в центре масс, оси которой направлены по главным осям инерции;

$\bar{i}, \bar{j}, \bar{k}$  – единичные векторы направления осей  $CX', CY'$  и  $CZ'$  в системе координат  $OXYZ$ ;

$\bar{r}_C\{x_C, y_C, z_C\}$  – радиус-вектор центра масс ППМ в системе координат  $OXYZ$ ;

$\bar{v}_C\{v_{CX}, v_{CY}, v_{CZ}\}$  – скорость центра масс ППМ в системе координат  $OXYZ$ ;

$\bar{\omega}'\{w'_X, w'_Y, w'_Z\}$  – угловая скорость ППМ в системе координат  $CX'Y'Z'$ ;

$\bar{F}\{F_X, F_Y, F_Z\}, \bar{M}'\{M'_X, M'_Y, M'_Z\}$  – главный вектор и главный момент системы внешних сил, приложенных к ППМ в узлах взаимодействия; центр приведения – центр масс  $C$ , главный вектор задан в системе координат  $OXYZ$ , главный момент – в системе координат  $CX'Y'Z'$ ;

Математическую модель шагающего механизма, как поступательно перемещающейся массы (ППМ), можно представить в общем виде [3]:

$$\left\{ \begin{aligned} m\bar{\mathcal{G}}_C &= \bar{F} + \bar{G}; \\ J_X \bar{\mathcal{G}}_X + (J_Z - J_Y)w'_Y w'_Z &= M'_X; \\ J_Y \bar{\mathcal{G}}_Y + (J_X - J_Z)w'_Z w'_X &= M'_Y; \\ J_Z \bar{\mathcal{G}}_Z + (J_Y - J_X)w'_X w'_Y &= M'_Z; \\ \bar{\mathcal{I}} &= \bar{i} \times \bar{\omega}'; \\ \bar{\mathcal{J}} &= \bar{j} \times \bar{\omega}'; \\ \bar{\mathcal{K}} &= \bar{k} \times \bar{\omega}'; \\ (C') &= (\bar{i}, \bar{j}, \bar{k})^T, \end{aligned} \right.$$

где  $m$  – масса ППМ;

$\bar{G}$  – вес пространственно перемещающейся массы, заданный в системе координат  $OXYZ$ ;

$J_X, J_Y, J_Z$  – главные моменты инерции ППМ;

$(C')$  – матрица направляющих косинусов системы координат  $CX'Y'Z'$  относительно  $OXYZ$ , позволяющая определить положение массы (M1) относительно системы координат  $OXYZ$ .

Для вектора выходных параметров с целью оптимизации конструкции, оценки ее технического уровня основными компонентами можно считать векторы нагрузок, приложенные к узлам взаимодействия масс ( $\bar{F}_i$ ), крутящих моментов ( $\bar{M}$ ), угловых скоростей ( $\bar{\omega}$ ), мощности привода ( $\bar{N}$ ), скорости перемещения машины ( $\bar{V}_M$ ).

Для исследования процесса перемещения четырехопорного механизма передвижения структурную (см. рис. 1, а) и расчетную (см. рис. 1, б) схемы механизма следует рассматривать более подробно, т. е. необходимо установить взаимосвязи в структуре привода отдельных функционально-законченных элементов (ФЗЭ). Исходя из конструкции привода рассматриваемого ходового оборудования, составим структурную схему одной части (половины) привода (рис. 2).

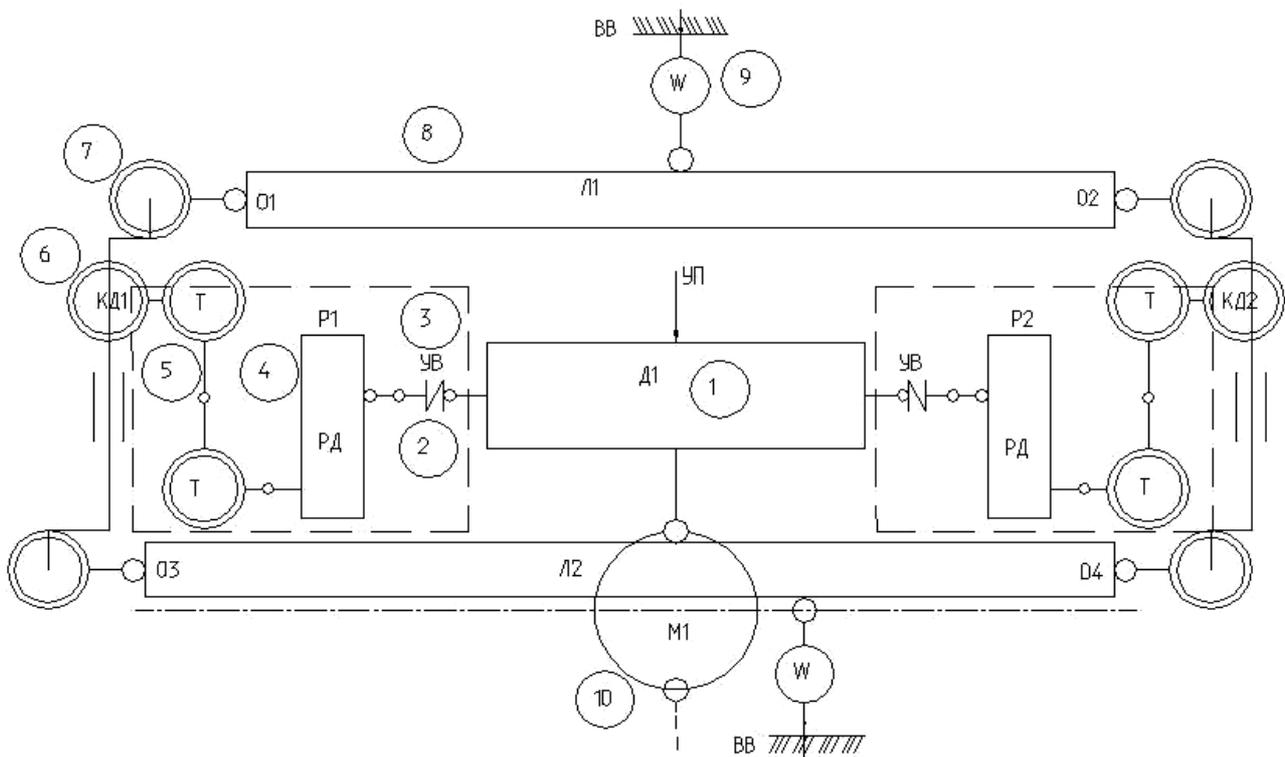


Рис. 2. Структурная схема привода четырехопорного шагающего движителя (половина привода относительно оси симметрии)

Представленная схема отражает конструкцию ходового оборудования экскаватора с массой (M1), структуру его трансмиссии (P1) и (P2) и взаимодействие опорной части (Л1, Л2) с грунтовым основанием забоя.

На (рис. 2) условно отражены связи между элементами привода в последовательности и направлении силового потока: от электродвигателя (Д1)-1 через трансмиссии (P1, P2), которые включают последовательное соединение функционально-законченные элементы – вала (УВ)-3 с муфтой – маховиком 2, редуктора (РД)-4, зубчатые передачи (Т)-5, эксцентрика (КД)-6,7, опорные башмаки (Л1, Л2)-8 соединенными с эксцентриком с помощью цилиндрических

шарниров (О1 – О4). Опорные башмаки (лыжи) взаимодействуют с внешней средой (W). Реализация процесса перемещения механизма с массой (M1) обеспечивается управляющим воздействием на привод (УП).

Комплексная математическая модель процесса перемещения четырехопорного шагающего механизма, как совокупность взаимоувязанных частных моделей функционально законченных элементов представленных в работах [3, 4, 5] имеет вид:

$$\begin{cases} f_M(\bar{X}_{ms}, \bar{Y}_{mi}, \bar{P}_{mi}) = 0; i = 1, 3; \\ \bar{Y}_0 = f_0(\bar{X}_{0i}, \bar{P}_{0i}); i_0 = 1, 4; \\ \bar{Y}_l = f_l(\bar{X}_{li}, \bar{P}_{li}); i_l = 1, 2; \\ \bar{Y}_{k\delta} = f_{k\delta}(\bar{X}_{k\delta i}, \bar{Y}_{k\delta i}, \bar{P}_{k\delta i}); i_{k\delta} = 1, 2; \\ f_\delta(\bar{X}_{\delta i}, \bar{Y}_{\delta i}, \bar{P}_{\delta i}) = 0; \\ \bar{Y}_{my} = f_{my}(\bar{X}_{myi}, \bar{Y}_{myi}, \bar{P}_{myi}); i_{my} = 1, 2; \\ \bar{Y}_{y\delta} = f_{y\delta}(\bar{X}_{y\delta i}, \bar{P}_{y\delta i}); i = 1, 2; \\ \bar{Y}_m = f_m(\bar{X}_{mi}, \bar{Y}_{mi}, \bar{P}_{mi}); i_m = 1, 2, \end{cases}$$

где  $f_M$  – вектор-функция, задающая математические описания ФЗЭ;

$\bar{X}_{ms}, \bar{Y}_{mi}, \bar{P}_{mi}$  – векторы входных, выходных величин и параметров.

Математическая модель содержит восемь видов частных ММ ФЗЭ, из которых:

3 – элементы конструкции пространственно перемещающейся массы (М), цилиндрические шарниры (О), опорные башмаки (Л);

5 – элементы трансмиссии, двигатель (Д), муфты (М), упругий вал (УВ), зубчатые передачи (Т), эксцентрик (КД).

Таким образом, структурная схема, представленная на (рис. 2), отражает состав элементов, входящих в ходовое оборудование, связи этих элементов между собой и с внешней средой, т. е. структуру системы «машина – движитель – внешняя среда».

Используем программное обеспечение для решения математических моделей с ФЗЭ, которое включает последовательное выполнение следующих операций [4]:

1. Формирование базы данных (входных параметров).
2. Формирование файла \*.txt.
3. Формирование ММ процесса перемещения машины как ФЗЭ ППМ.
4. Моделирование ФЗЭ и их взаимодействия в структуре машины.
5. Решение ММ с помощью метода Рунге-Кутты.

В результате реализации вычислительного эксперимента были получены графики изменения параметров привода четырехопорного механизма шагания, которые представлены на (рис. 3).

Анализ графиков изменения параметров показывает:

– моменты на валу эксцентрика изменяются за период движения (один цикл 6,5 с) по закону косинусов, причем на  $\frac{1}{2}$  цикла шагания приходится режим рекуперации энергии (при опускании машины);

– мощность за один цикл движения изменяется от  $P_{max} \approx 1,4P_{ном}$  до  $P_{min} \approx 0,4P_{ном}$ ;

– усилия на валу эксцентрика изменяются в довольно широких пределах и при опирании на стойку (ногу) возникает  $F_{дин} = k_F \times F_{p,max}$  с коэффициентом динамики  $k_\delta > 2$ , что для работы деталей хода нежелательно;

– расчетное значение скорости  $V_{m(x)}$  близкое к экспериментальному, а значение скорости  $V_{m(y)}$  в некоторые моменты в 2 раза превышает  $V_{m(x)}$ .

В целом проверка показала, что математическая модель адекватна к физической модели и расхождения составляют до 15 % [4–5].

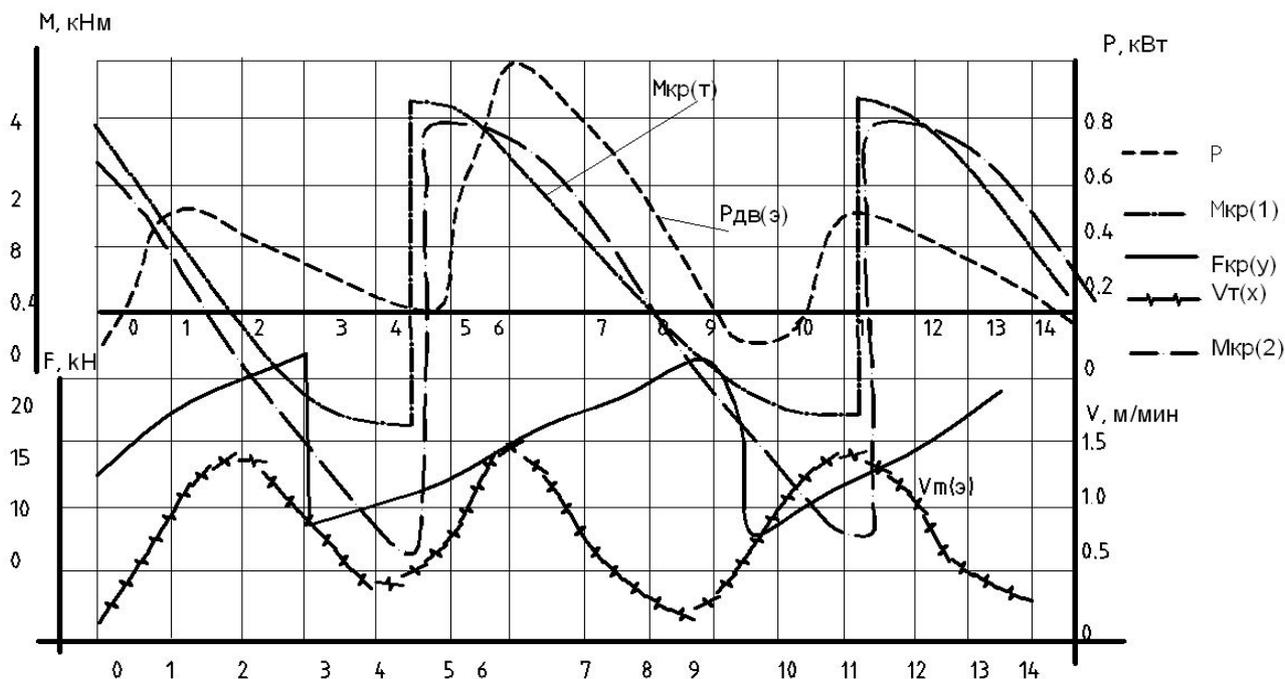


Рис. 3. Результаты вычислительного эксперимента механических параметров по математической модели четырехопорного шагающего механизма

## ВЫВОДЫ

Таким образом, в данной статье приведена разработанная математическая модель привода четырехопорного механизма шагания, особенностью которой является представление структуры механизма в виде взаимосвязанных функционально законченных элементов, взаимодействующих между собой и с внешней средой, которая позволяет установить соотношения силовых и кинематических параметров привода.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Пат. України UA.46019.C2 Крокуючий хід переважно для важких кар'єрних – екскаваторів – лопат / Марченко А. І., Буренко О. Г., Калашиников О. Б., Литвінов Л. І.; заявник і патентовласник ПАТ «НКМЗ». – № 97105194; заявл. 24.02.1999; опуб. 15.05.09, Бюл. №5. – 6 с.
2. Семенченко А. К. Теоретические основы анализа и синтеза горных машин и процесса их восстановления как динамических систем / Семенченко А. К., Кравченко В. М., Шабаев О. Е. – Донецк : РВА ДонНТУ, 2002. – 302 с.
3. Семенченко А. К. Научные основы многокритериального синтеза горных машин как пространственных многомассовых динамических систем переменной структуры : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.06 «Горные машины» / Семенченко Анатолий Кирилович. – Донецк, 1997. – 323 с.
4. Мизин В. А. Обоснование структуры и параметров подвески телескопического стрелового исполнительного органа проходного комбайна : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / Мизин Вадим Александрович. – Донецк, 2007. – 173 с.
5. Крупко И. В. Исследование силовых и кинематических параметров в четырехопорном шагающем движителе экскаватора / И. В. Крупко // Сборник научных трудов. – Алчевск : ДГТУ, 2010. – № 1. – 592 с.