

УДК 622.232.7

## ИМИТАЦИОННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ ВЫСОКОЙ ЭНЕРГОВООРУЖЕННОСТИ С ВЫНЕСЕННОЙ СИСТЕМОЙ ПОДАЧИ

Кондрахин В.П., докт. техн. наук., проф.,  
Гуляев В.Г., докт. техн. наук., проф., ДонНТУ,  
Головин В.Л. инженер, ГП «Донгипроуглемаш»

*Разработана математическая модель для прогнозирования динамических нагрузок очистного комбайна высокой энерговооруженности с вынесенной системой подачи при высокоинтенсивных режимах работы.*

*The mathematical model for prediction of the dynamic loads of the high power-to-weight ratio cutter-loader with an outboard haulage system when operating under high-intensity conditions was developed.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Существующие имитационные математические модели (ММ), адекватность которых подтверждена результатами экспериментальных исследований, позволяют решать задачи оптимизации очистных комбайнов (ОК) на всех этапах их создания и в различных режимах работы. Эти ММ основываются на фундаментальных методологических положениях теории работы очистных комбайнов как сложных нелинейных динамических систем, подверженных действию детерминированных и случайных возмущений.

Следует сказать, что указанные ММ создавались для комбайнов, компоновочные схемы, конструкция и параметры которых не в полной мере соответствуют современным требованиям. За последние годы институтом ГП «Донгипроуглемаш» на базе машиностроительного завода ЗАО «Горловский машиностроитель» создан целый ряд добычных комбайнов современного технического уровня [1] для широкого спектра горно-геологических условий (УКД200-250, УКД300, КДК500 и др.). Для этих машин характерна увеличенная в 2-3 раза энерговооруженность по сравнению с серийными комбайнами, что обуславливает интенсификацию их рабочих режимов, проявляющуюся в интенсивных колебаниях корпусной и других подсистем.

Известные ММ могут быть успешно использованы для структурно-параметрической оптимизации новых комбайнов только после

их уточнения, корректировки и дальнейшего совершенствования. Поэтому разработка и адаптация ММ применительно к ОК современного технического уровня, в частности для широко распространенного комбайна УКД200-250 (на шахтах Украины и России в 2006 году работало 16 таких машин) с вынесенной системой перемещения, является актуальной проблемой.

**Анализ исследований и публикаций.** Исследованиям, изучению, анализу и оптимизации рабочих процессов ОК посвящено значительное количество научных работ. Для решения рассматриваемой проблемы особый интерес представляют исследования в области динамики и устойчивости ОК с вынесенной системой подачи [2], специфических условий работы шнековых исполнительных органов для отработки тонких пластов [3]. При этом достаточно широко могут быть использованы разработанные и апробированные подходы при создании ММ для описания различных процессов функционирования комбайнов [4, 5, 6 и др.].

**Постановка задачи.** Задачей настоящей работы является разработка имитационной математической модели, комплексно описывающей процессы функционирования очистного комбайна с вынесенной системой подачи типа УКД200-250 при высокоинтенсивных режимах работы.

**Изложение материала и результаты.** При разработке имитационной ММ важно обеспечить ее максимально достижимое соответствие реальным (как установившимся, так и переходным) процессам функционирования ОК. Особенность данной ММ состоит в том, что в ней впервые комплексно учитываются все основные факторы, имеющие важное значение при моделировании высокоинтенсивных режимов работы системы «ОК для выемки тонких пластов – забой»:

- внешние связи в системе «ОК – забой», причем для нахождения мгновенной толщины стружки на каждом резце использована математическая модель, учитывающая осевые перемещения исполнительного органа [7];

- перемещения корпусной подсистемы комбайна по всем 6-ти степеням свободы и ее внутренние динамические связи с подсистемой подвески и регулирования исполнительных органов;

- сопротивление от погрузки угля шнековыми исполнительными органами;

- переходные электромагнитные процессы в приводном электродвигателе с использованием уравнений Парка-Горева [8].



При разработке модели использован апробированный метод моделирования мгновенных значений проекций вектора внешних возмущений (ВВВ) от разрушения пласта [4].

Сопротивление от погрузки угля очистными комбайнами для тонких пластов играет важную роль в формировании нагрузок комбайна, поскольку процесс выноса продуктов разрушения из призабойного пространства и их погрузки на конвейер происходит в силовом режиме. При этом определение силовых и энергетических параметров комбайна производится с учетом следующих составляющих ВВВ от погрузки [3]:

$$\begin{aligned} F_{X\Pi} &= F_{H\Pi} [f_L \cos(NX) + \sin(NX)]; \\ F_{Y\Pi} &= F_{H\Pi} [f_L \sin(NX) - \cos(NX)]; \\ F_{Z\Pi} &= F_{H\Pi} f_L \text{sign} V_K; \\ M_{X\Pi} &= F_{Z\Pi} [B_3 - b_D - 0,5 \frac{d}{d\varphi} f(d, \varphi) \varphi]; \\ M_{Y\Pi} &= 0,5 D_{CP} [F_{X\Pi} + f_T p_6 S_T(\varphi)]; \\ M_{Z\Pi} &= 0,5 D_{CP} F_{Y\Pi}; \end{aligned} \tag{1}$$

где  $f_L, f_T$  - коэффициенты трения угля, соответственно, о лопасть и трубу шнека;

$F_{H\Pi}$  - нормальная к лопастям шнека сила, Н;

$V_K$  - скорость качания шнека в вертикальной плоскости, м/с;

$D_{CP}$  - средний диаметр шнека, м;

$B_3, b_D$  - ширина захвата шнека и его отрезного диска, м;

$f(d, \varphi) \varphi$  - уравнение винтовой линии лопасти на диаметре  $d$ ;

$p_6$  - боковое давление угля на соприкасающиеся поверхности,

Па;

$S_T(\varphi)$  - площадь активного соприкосновения выгружаемого угля с трубой шнека, м<sup>2</sup>.

На рис. 1 представлена эквивалентная расчетная схема, для математического описания которой использованы системы координат – основная (OXYZ) и две вспомогательные (O'X'Y'Z' и O''X''Y''Z''). Начало отсчета основной системы лежит на середине опорной базы ОК (по координате x), а его координаты y и z совпадают с соответствующими координатами центра масс комбайна. Начала координат вспомогательных систем лежат на осях шарнирных соединений основных и поворотных редукторов в точке их пересечения с завальной плоско-

стью корпуса машины. На схеме указаны положительные направления обобщенных координат  $q_s$ , центры масс  $O_i$  составных частей комбайна, направление скорости подачи  $V_n$ .

Для составления дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы в указанной автономной системе, воспользуемся уравнениями Лагранжа II рода для системы со стационарными связями:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dT}{dq_s} \right) + \frac{d\Phi}{dq_s} + \frac{d\Pi}{dq_s} = Q_s + R_s; \quad (2)$$

где  $R_s$  – реакции неголономных связей;

$q_s, Q_s$  – соответственно обобщенная координата и обобщенная сила с порядковым номером  $s=1 \dots 11$ ;

$q_1$  – перемещение центра масс ОК вдоль конвейера (по оси OX);

$q_2$  – перемещение центра масс ОК по нормали к конвейеру (по оси OZ);

$q_3$  – перемещение центра масс ОК вдоль оси OY;

$q_4$  – угловое перемещение ОК ("потаптывание") относительно оси OX;

$q_5$  – угловое перемещение ОК ("рыскание") относительно оси OZ;

$q_6$  – угловое перемещение ОК ("галомирование") относительно оси OY;

$q_7$  – угловое перемещение левого поворотного редуктора относительно оси  $O''Y''$ ;

$q_8$  – угловое перемещение правого поворотного редуктора относительно оси  $O'Y'$ ;

$q_9$  – угловое перемещение левого шнека относительно оси приводного вала;

$q_{10}$  – угловое перемещение правого шнека относительно оси приводного вала;

$q_{11}$  – угловое перемещение сосредоточенной массы ротора ЭД;

$T, \Pi$  – кинетическая и потенциальная энергия системы;

$\Phi$  – диссипативная функция системы.





При определении для рассматриваемой системы кинетической энергии  $T$ , потенциальной энергии  $\Pi$  и диссипативной функции  $\Phi$  комбайн условно разделяют на  $m$  сосредоточенных масс, каждая из которых совершает сложное пространственное движение. Данные сосредоточенные массы между собой связаны упруго-демпфирующими связями  $m_s$ . Тогда для указанной системы:

$$T = \sum_{i=1}^m T_i; \quad \Pi = \sum_{j=1}^{m_s} \Pi_j; \quad \Phi = \sum_{j=1}^{m_s} \Phi_j; \quad i = 1, 2, \dots, m; \quad j = 1, 2, \dots, m_s; \quad (3)$$

Соответствующие выбранным обобщенным координатам обобщенные силы и реакции неголономных связей имеют вид:

$$Q_1 + R_1 = -F_{mpo1}^X - F_{mpo2}^X - F_{mpo3}^X - F_{mpo4}^X - F_{mpPPC1}^X - F_{mpPPC2}^X - R_{X1} - R_{X2} - kMg \sin \alpha - F_{X\Pi1} + F_{X\Pi2}; \quad (4)$$

$$Q_2 + R_2 = R_{Z1} - R_{Z2} - F_{mpPPC1}^Z - F_{mpPPC2}^Z - Mg \cos \alpha + F_{Z\Pi1} + F_{Z\Pi2}; \quad (5)$$

$$Q_3 + R_3 = R_{Y1} + R_{Y2} + F_{Y\Pi1} + F_{Y\Pi2} - F_{mpo1}^Y - F_{mpo2}^Y - F_{mpo3}^Y - F_{mpo4}^Y; \quad (6)$$

$$Q_4 + R_4 = -R_{Z1}|y_4| + R_{Z2}|y_5| + R_{Y1}|z_4| - R_{Y2}|z_5| - F_{mpPPC1}^Z|y_{mpPPC1}| - F_{mpPPC2}^Z|y_{mpPPC2}| + F_{Y\Pi1}|z_{\Pi1}| - F_{Y\Pi2}|z_{\Pi2}| - F_{Z\Pi1}|y_{\Pi1}| - F_{Z\Pi2}|y_{\Pi2}| + \quad (7)$$

$$+ \sum_{j=1}^{n=4} F_{mpoj}^Y|z_{mpoj}| + M_{X\Pi1} + M_{X\Pi2}$$

$$Q_5 + R_5 = -R_{X1}|y_4| - R_{X2}|y_5| - F_{X\Pi1}|y_{\Pi1}| + F_{X\Pi2}|y_{\Pi2}| + F_{Y\Pi1}|x_{\Pi1}| - F_{Y\Pi2}|x_{\Pi2}| + F_{mpo1}^X|y_{mpo1}| + F_{mpo2}^X|y_{mpo2}| - F_{mpo3}^X|y_{mpo3}| - F_{mpo4}^X|y_{mpo4}| + R_{Y1}|x_4| - R_{Y2}|x_5| + F_{mpPPC1}^X|y_{mpPPC1}| + F_{mpPPC2}^X|y_{mpPPC2}| - F_{mpo1}^Y|x_{mpo1}| + F_{mpo2}^Y|x_{mpo2}| - F_{mpo3}^Y|x_{mpo3}| + F_{mpo4}^Y|x_{mpo4}| + M_{Z\Pi1} + M_{Z\Pi2} \quad (8)$$

$$Q_6 + R_6 = R_{X1}|z_4| - R_{X2}|z_5| - R_{Z1}|x_4| - R_{Z2}|x_5| - F_{mpo1}^X|z_{mpo1}| - F_{mpo2}^X|z_{mpo2}| - F_{mpo3}^X|z_{mpo3}| - F_{mpo4}^X|z_{mpo4}| + F_{mpPPC1}^Z|x_{mpPPC1}| - F_{mpPPC2}^Z|x_{mpPPC2}| - keMg \cos \alpha; \quad (9)$$

$$Q_7 + R_7 = -R_{Z1}|x_4''| + R_{X1}|z_4''| + kM_{c1} + m_2 g|x_2''| + m_4 g|x_4''|; \quad (10)$$



$$Q_8 + R_8 = -R_{Z2} |x'_5| - R_{X2} |z'_5| - kM_{c2} - m_3 g |x'_3| - m_5 g |x'_5|; \quad (11)$$

$$Q_9 + R_9 = M_{c1} + M_{YII1}; \quad (12)$$

$$Q_{10} + R_{10} = -M_{c2} + M_{YII2}; \quad (13)$$

$$R_{11} = M_{ДВ}; \quad (14)$$

$$Q_4, Q_7 \dots Q_{11}, Q_{13} \dots Q_{15}, R_{11} = 0; \quad (15)$$

где  $F_{тpoi}^X, F_{тpoi}^Y$  – силы трения ОК о конвейер на  $i$ -ой опоре при движении ОК в направлении соответственно оси ОХ и оси ОУ;

$x_{тpoi}, y_{тpoi}, z_{тpoi}$  – плечи сил трения  $F_{тpoi}^X$  и  $F_{тpoi}^Y$  до соответствующих координатных осей;

$F_{тpПPCi}^X, F_{тpПPCi}^Z$  – силы трения ОК о направляющие подсистемы рештачного става (ПРС) на  $i$ -ой опоре при движении ОК в направлении соответственно оси ОХ и оси ОZ;

$x_{тpПPCi}, y_{тpПPCi}$  – плечи сил трения  $F_{тpПPCi}^X$  и  $F_{тpПPCi}^Z$  до соответствующих координатных осей;

$x_{Пi}, y_{Пi}, z_{Пi}$  – плечи составляющих компонент ВВВ от погрузки;

$R_{X1}, R_{Y1}, R_{Z1}, R_{X2}, R_{Y2}, R_{Z2}$  и  $M_{C1}, M_{C2}$  – проекции компоненты ВВВ от разрушения пласта на соответствующие оси для обоих шнеков и создаваемые ими моменты сил сопротивления;

$k$  – коэффициент, учитывающий направление движения комбайна снизу-вверх ( $k=+1$ ) или сверху-вниз ( $k=-1$ );

$e$  – расстояние от центра масс ОК до начала отсчета О, м;

$\alpha$  – угол падения пласта, градус;

$M_{ДВ}$  – электромагнитный крутящий момент двигателя, Н·м.

Корректное описание формирования электромагнитного момента приводного двигателя с возможностью учета установившихся и переходных процессов при функционировании ОК базируется на использовании ММ динамических характеристик асинхронных двигателей на базе уравнений Парка-Горева [8].

Подставив выражения (3)...(15) в уравнение (2), получим систему дифференциальных уравнений движения исследуемой системы. При этом каждое  $s$ -тое и уравнение системы ( $s=1 \dots 11$ ) будет иметь вид:

$$\sum_{p=1}^{11} (I_{sp} \ddot{q}_p + B_{sp} \dot{q}_p + C_{sp} q_p) = Q_s + R_s; \quad (16)$$

где  $p$  – порядковый номер обобщенных координат и их производных,  $p=1...11$ ;

$I_{sp}$ ,  $B_{sp}$ ,  $C_{sp}$  – коэффициенты, отражающие соответственно инерционные, диссипативные и упругие характеристики исследуемой системы.

**Выводы и направление дальнейших исследований.**

Разработанная математическая модель процесса функционирования очистного комбайна с вынесенной системой подачи впервые комплексно учитывает все основные факторы, определяющие интенсивные рабочие режимы комбайна, в том числе осевые перемещения исполнительных органов. Полученная модель является модельной основой для САПР очистных комбайнов с вынесенной системой перемещения и будет использована для оптимизации структуры и параметров шнековых исполнительных органов и других подсистем машины.

**Список источников.**

1. Стадник Н.И., Бойко Г.Г., Рябченко А.С. Очистные комбайны УКД200 и УКД300 для эффективной обработки тонких пластов // Уголь Украины. – №9 – 2003 г. – с.19-22.
2. Бойко Н.Г. Динамика очистных комбайнов. – Донецьк: РВА ДонНТУ, 2004. – 206 с.
3. Бойко Н.Г., Болтян А.В., Шевцов В.Г., Марков Н.А. Исполнительные органы очистных комбайнов для тонких пологих пластов // Донецк, "Донеччина", 1996. – 223 с.
4. Моделирование разрушения углей режущими инструментами. / Отв. ред. Ю.Д. Красников- М.: Наука, 1981. – 181 с.
5. Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. Статистическая динамика горных машин // М., "Машиностроение", 1978. – 239 с.
6. Гуляев В.Г., Жуков К.В. Метод формирования математической модели функционирования системы "очистной комбайн – забой" // Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок: Збірник наукових праць. – Донецьк: ВАТ "НДІГМ імені М.М. Федорова", 2003. – Вип. 96. – 233 с.
7. Кондрахин В.П., Головин В.Л. Математическая модель процесса стружкообразования, учитывающая осевые перемещения исполнительного органа горного комбайна. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: "Гірничо-електромеханічна". Випуск 83. – Донецьк: ДонНТУ, 2004. – 306 с.
8. Гуляев В.Г., Сивокобыленко В.Ф., Жуков К.В. Математическая модель двухдвигательного привода исполнительных органов очистного комбайна // Труды Донецкого государственного технического университета. Серія горно-електромеханічна – Донецьк: ДонНТУ. 1999. – Вип. 7. – С. 97-102.

*Дата поступления статьи в редакцию: 24.10.06*