

УДК 622.647

**МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ РЕЖИМОВ ВЫНЕСЕННОЙ СИСТЕМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА, ОСНАЩЕННОЙ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫМ ПРИВОДОМ**

Кондрахин В.П., докт. техн. наук., проф., Мельник А.А.,  
Донецкий национальный технический университет,  
Косарев В.В., канд. техн. наук, Стадник Н.И., докт. техн.  
наук, Мезников А.В., Донгипроуглемаш

*В статье приведены результаты моделирования нагрузок в частотно-регулируемом приводе и тяговом органе вынесенной системы перемещения очистного комбайна УКД200-250.*

*The results of load simulation for cutter-loader UKD200-250 haulage system with variable-frequency electric motors are given.*

***Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.***  
Важной проблемой при создании и совершенствовании очистных комбайнов для добычи угля из тонких пластов является обоснованный выбор типа и параметров механизма перемещения.

Очистной комбайн нового поколения УКД200-250, получивший широкое распространение, имеет эффективную мощность привода резания в 1,6 раза больше, чем у комбайна предыдущего поколения К103М. Однако дальнейшее расширение области его применения, особенно в длинных лавах, сдерживается существующей системой перемещения на базе электромагнитной муфты скольжения. В связи с этим назрела необходимость модернизации вынесенного механизма перемещения комбайна УКД200-250 в направлении повышения эффективной мощности перемещения за счет роста максимальной скорости до 8 м/мин и тягового усилия до 300 кН.

Этого можно достичь за счет использования частотно-регулируемого электропривода, что существенно повысит потенциальные возможности вынесенных механизмов перемещения в их конкуренции со встроенными механизмами применительно к комбайнам для выемки тонких пластов.

Разработка вынесенного механизма перемещения с частотно-регулируемым приводом ставит перед конструкторами ряд задач, связанных с выбором рациональных параметров механизма, структуры и параметров системы управления и исходных данных для проч-

ностного расчета. Наиболее эффективным методом решения этих задач является математическое моделирование рабочих процессов машин в установившихся и переходных режимах с использованием разработанных моделей, адекватных реальной системе.

**Анализ исследований и публикаций.** Вопросам математического моделирования рабочих процессов и обоснования параметров вынесенных систем перемещения (ВСП) очистных комбайнов посвящены работы [1...4 и др.]. В указанных работах приведены математические модели процесса перемещения комбайна, учитывающие упруго-диссипативные свойства тягового органа, динамические характеристики привода перемещения с вариатором скорости в виде электромагнитной муфты скольжения. Однако в указанных работах не рассматриваются вопросы моделирования работы ВСП с перспективным частотно-регулируемым приводом. В них отсутствуют данные о количественных и качественных характеристиках сил сопротивления движению тягового органа с распределенными по длине динамическими характеристиками.

**Постановка задачи.** В работе поставлена и решена задача, состоящая в разработке математической модели ВСП с частотно-регулируемым приводом и анализе на ее основе нагрузок в приводе и тяговом органе применительно к разрабатываемой системе перемещения для комбайна УКД200-250 в типичных условиях и режимах эксплуатации.

**Изложение материала и результаты.** Математическая модель (ММ) рабочих процессов вынесенной системы перемещения очистного комбайна с частотно-регулируемым приводом состоит из следующих взаимодействующих модулей: ММ частотно-регулируемого асинхронного электродвигателя; ММ вынесенной системы перемещения, включающей привод, тяговый орган и очистной комбайн; ММ формирования сил сопротивления движению комбайна.

Структурная схема модели представлена на рис. 1. На рис. 1 приняты следующие обозначения:

$M_{\partial 1}$ ,  $M_{\partial 2}$  - вращающие моменты 1-го (тянущего) и 2-го (подтягивающего) электродвигателя;

$\dot{\varphi}_{\partial 1}$ ,  $\dot{\varphi}_{\partial 2}$  - угловые частоты вращения роторов электродвигателей;

$\sum F_c$  - суммарная сила сопротивления движению очистного комбайна.



Рисунок 1. – Структурная схема математической модели

Описание ММ частотно-регулируемого асинхронного электродвигателя, вынесенной системы перемещения и формирования сил сопротивления движению комбайна дано в наших работах [5, 6, 8].

Остановимся на вопросах моделирования сил сопротивления движения тягового органа и комбайна.

Тяговый орган в соответствии с [6] представлен в виде совокупности конечных элементов, состоящих из массы  $m$  и упруго-диссипативного звена. Силы сопротивления движению тягового органа определяются с учетом двух особенностей: 1) сила сопротивления при отсутствии движения принимает любые значения из диапазона  $0 \dots F_{пред}$  ( $F_{пред} = F_{mp1} + F_{mp2}$ ), уравновешивая движущие силы; 2) сила сопротивления имеют две составляющие, одна из которых ( $F_{mp1}$ ) обусловлена трением от действия веса отрезка цепи, а вторая ( $F_{mp2}$ ) - трением о направляющие на криволинейных участках трассы забойного конвейера.

Силы сопротивления движению массы  $m$   $i$ -го конечного элемента определяются по следующему алгоритму:

$$\Sigma F_{cy} = mg \sin \alpha + F_{mpc}, \tag{1}$$

где  $F_{mpc} = F_i - F_{i+1} - mg \sin \alpha$  при  $\dot{x}_i = 0$  и  $F_{mpc} \leq F_{mp1} + F_{mp2}$ ;  $\tag{2}$

остальных случаях  $F_{mpc} = (F_{mp1} + F_{mp2}) \text{sign} \dot{x}$ ;  $\tag{3}$

$$F_{mp1} = k_m (\dot{x}_i) mg \cos \alpha; \tag{4}$$

$$F_{mp2} = k F_{i+1} l_{кэ}; \tag{5}$$

$k_m (\dot{x}_i)$  - коэффициент трения массы конечного элемента о став конвейера;

$F_i$  ,  $F_{i+1}$  - реакции в упруго-диссипативных связях, примыкающих к массе  $m$ ;

$\dot{x}_i$  - скорость массы  $m$   $i$ -го конечного элемента;

$k$  – удельный показатель потерь усилия в цепи [7];

$l_{кэ}$  – длина отрезка цепи, соответствующего  $i$  - му конечному элементу.

Сила трения комбайна о став конвейера определяется по выражению

$$F_m = k_{mk}(\dot{x}_k)F_\Sigma = k_{mk}(\dot{x}_k) \left( \sum_{i=1}^4 |R_i| + |T_1| + |T_2| \right), \quad (6)$$

где  $k_{mk}(\dot{x}_k)$  - коэффициент трения опор комбайна о конвейер, зависящий от скорости комбайна [1]. Эту зависимость удобно представить в виде полинома третьей степени:

$$k_m(\dot{x}_k) = f_0 + f_1\dot{x}_k + f_2\dot{x}_k^2 + f_3\dot{x}_k^3. \quad (7)$$

В формуле (6)  $R_1 \dots R_4$  – перпендикулярные плоскости пласта составляющие реакций в опорах комбайна;  $T_1, T_2$  – боковые (в плоскости пласта) составляющие реакций в завальных опорах комбайна.

Сила сопротивления движению комбайна при работе под нагрузкой определяются по следующему алгоритму:

$$\Sigma F_c = m_k g \sin \alpha + F_{mpk} + F_{uo}; \quad (8)$$

где  $F_{uo}$  - сила сопротивления движению комбайна, формирующаяся на исполнительных органах комбайна;

$$F_{mpk} = F_i - F_{i+1} - m_k g \sin \alpha - F_{uo} \quad \text{при} \quad \dot{x}_k = 0 \quad \text{и} \quad F_{mpk} \leq F_m; \quad (9)$$

$$\text{в остальных случаях} \quad F_{mpk} = F_m \operatorname{sign} \dot{x}_k \quad \text{при} \quad \dot{x}_k \neq 0. \quad (10)$$

Ниже приведены основные результаты вычислительных экспериментов, выполненных с использованием разработанной математической модели.

В качестве представительных горно-технических условий для моделирования работы комбайна УКД200-250 приняты следующие:

- пласт угля мощностью 0,85 м вынимается с присечкой породы почвы мощностью 0,2 м (общая вынимаемая мощность 1,05 м), сопротивление угля резанию 240 Н/мм, показатель способности угля к измельчению 0,65, коэффициент крепости породы  $f=4$ ;

- углы  $\alpha$  падения пласта  $0^\circ$  и  $15^\circ$ , подвигание забоя – по простиранию;

- схема работы – челноковая.

В качестве приводного электродвигателя системы перемещения приняты двигатели ЭКВ4-45-6, закон регулирования  $U/f_c = \text{const}$  ( $U$  и  $f_c$  – соответственно, напряжение и частота питающей сети), передаточное отношение редуктора  $u = 134$ , тяговая цепь калибра 26x92.

Моделирование производилось для скоростей перемещения 2 и 5 м/мин. Работа комбайна УКД200-250 с максимальной скоростью 8 м/мин в указанных горно-технических условиях не возможна, так как нагрузки в приводе резания превышают устойчивый момент электродвигателя комбайна. Поэтому для моделирования работы с максимальной скоростью 8 м/мин приняты более легкие условия: мощность пласта 1,05 м без породных прослоек, сопротивляемость угля резанию 200 Н/мм, показатель способности угля к измельчению 0,6.

Вычислительный эксперимент выполнялся по факторному плану. Значения уровней факторов представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Уровни факторов при планировании вычислительного эксперимента

Наименование фактора	Уровни фактора		
	200	300	
Длина лавы $L_{л}$ , м			
Средняя скорость перемещения $v_{пер}$ , м/мин	2	5	8
Угол падения пласта, град	0	15 (движение снизу вверх)	-15 (движение сверху вниз)
Расположение комбайна в лаве (номер конечного элемента при общем количестве 7)	2	4	7

В каждом вычислительном эксперименте последовательно моделировались основные режимы работы комбайна и механизма перемещения: запуск, движение комбайна вхолостую, движение комбайна под нагрузкой, стопорение комбайна жестким препятствием и последующее опрокидывание электродвигателя привода механизма перемещения.

На рис. 2 в качестве примера приведены результаты моделирования для следующих параметров модели: длина лавы  $L_{л} = 300$  м, средняя скорость подачи  $v_{пер} = 2$  м/мин, длина рабочего участка тяговой цепи  $L_{цр} = 257$  м, угол падения  $0^\circ$ . При представлении результатов моделирования приняты обозначения:  $R_k$ ,  $R_{p2}$ ,  $R_{z1}$  - усилия в цепи,

соответственно, перед комбайном, в точке набегания на приводную звезду и в точке сбегания с приводной звезды.

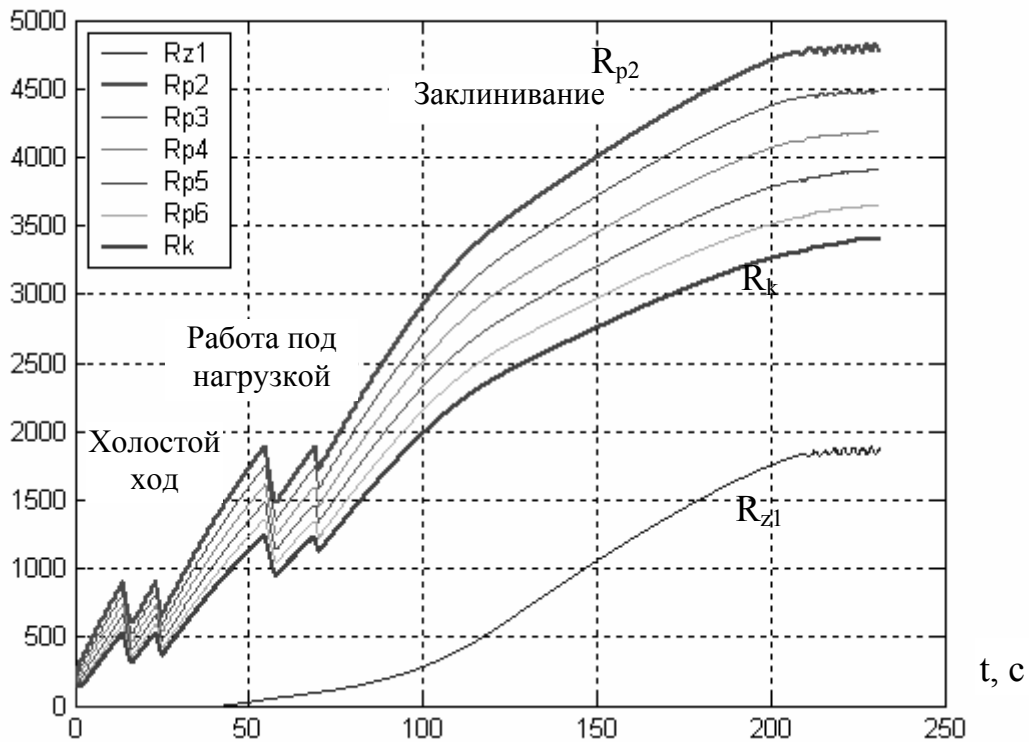


Рисунок 2. - Осциллограммы усилий (Н) в различных участках тяговой цепи при  $L_{л} = 300$  м,  $v_{пср} = 2$  м/мин,  $L_{цр} = 257$  м (даны приведенные к валу электродвигателя значения усилий, коэффициент приведения равен передаточному числу редуктора  $u = 134$ )

В рассматриваемом примере перемещение комбайна при холостом ходе и под нагрузкой происходит в режиме автоколебаний с остановками. Потери тягового усилия в рабочей ветви цепи достигают при работе под нагрузкой 60 -70 кН, тяговое усилие в цепи непосредственно возле комбайна составляет в режиме холостого хода в среднем 60 кН, в режиме работы под нагрузкой 150 кН, максимальное усилие в цепи возле жестко заклиненного комбайна достигает 460 кН, а возле приводной звезды – 640 кН.

Количественные характеристики работы системы перемещения в исследуемых режимах представлены в таблице 2. При анализе результатов следует иметь в виду, что рабочий электромагнитный момент двигателя (в относительных единицах по отношению к номинальному) приведен для тянущего привода в начальный период работы под нагрузкой. С течением времени нагрузка на тянущий привод снижается, а на подтягивающий повышается, то есть происходит выравнивание нагрузки между приводами.

Таблица 2. - Результаты моделирования работы комбайна в лаве длиной 300 м при угле падения пласта 0° (значения без скобок) и 15°(движение снизу вверх - значения в круглых скобках, сверху вниз – в квадратных скобках)

Рабочая длина цепи, м	257			42		
Средняя скорость перемещения м/мин	2	5	8	2	5	8
Тяговое усилие на комбайне в режиме холостого хода, кН	60 (105) [25]	45 (90) [10]	70 (110) [35]	80	70	90
Тяговое усилие на комбайне под нагрузкой, кН	150 (190) [100]	290 (340) [245]	340 (400) [310]	170	320	385
Максимальное тяговое усилие на комбайне, кН	460 (450) [430]	500 (500) [500]	515 (520) [520]	480	700	750
Максимальное тяговое усилие цепи, кН	640 (630) [600]	710 (720) [700]	730 (730) [720]	480	700	750
Электромагнитный момент двигателя рабочий, о.е.	0,65 (0,8) [0,45]	1,25 (1,45) [1,1]	1,5 (1,75) [1,3]	0,5	0,95	1,15
Электромагнитный момент двигателя максимальный, о.е.	1,2 (1,2) [1,2]	2,0 (2,0) [2,0]	2,15 (2,15) [2,15]	1,2	2,0	2,15

**Выводы и направление дальнейших исследований.**

1) При использовании для привода вынесенной системы перемещения частотно-регулируемых электродвигателей ЭКВ4-45-6В номинальной мощностью 45 кВт (по одному на каждом приводе) при передаточном отношении редуктора  $u = 134$  и тяговой цепи калибра 26х92 обеспечивается работа комбайна УКД200-250 со скоростями до 8 м/мин в представительных горно-технических условиях.

2) Потери тягового усилия в рабочей ветви цепи могут достигать 160 кН при тяговом усилии на комбайне 340-350 кН (длина рабочего участка 257 м, средняя скорость перемещения 8 м/мин).

3) Максимальные значения натяжения цепи в режиме жесткого стопорения комбайна на максимальной скорости и последующего опрокидывания электродвигателя при небольшой длине рабочего участка цепи не превышают 760 кН (при разрывном усилии цепи класса прочности D 1060 кН).

4) Продолжительность процесса нарастания нагрузки в системе от момента жесткого стопорения комбайна до опрокидывания одного из двигателей подачи зависит от длины рабочего участка цепи и средней скорости перемещения. Наименьшее значение  $z$  с соответствует стопорению комбайна на скорости 8 м/мин при коротком отрезке цепи, максимальное значение 170 с соответствует стопорению комбайна на скорости 2 м/мин при длине цепи 257 м. Достаточно большая длительность процесса нарастания нагрузки при стопорении комбайна делает возможным обеспечить защиту системы от перегрузок средствами автоматического управления.

В дальнейшем на основе разработанной математической модели будет выполнен анализ процесса распределения нагрузки между двумя приводами при их неодновременном пуске и при различных вариантах схемы электроснабжения (общий частотный преобразователь или два индивидуальных на каждый привод), а также будут исследованы возможность и закономерности аварийной работы системы перемещения с одним приводом (тянущим или подтягивающим).

Список источников.

1. Бойко Н.Г. Динамика очистных комбайнов. – Донецьк: РВА ДонНТУ, 2004. – 206 с.
2. Кондрахин В.П., Гуляев В.Г., Головин В.Л. Имитационная математическая модель динамических процессов очистных комбайнов высокой энерговооруженности с вынесенной системой подачи. - Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип.113, Серія: гірничо-електромеханічна, Донецьк, 2006, с.123-130
3. Дубинин С.В., Сидоренко И.Т. Переходные процессы в системе подачи угольных комбайнов с электромагнитными муфтами скольжения. Известия вузов. Горный журнал. № , 1987. – С. 88-93.
4. Подцепаев В.В. Математическая модель вынесенного привода подачи комбайнов для тонких пластов // Научн. тр. ИГД им. А.А. Скочинского.- 1983.-Вып.218.- С. 56-62.
5. Математическая модель для исследования рабочих процессов частотно-регулируемой вынесенной системы перемещения очистного комбайна // Кондрахин В.П., Мельник А.А., Косарев В.В., Стадник Н.И., Мезников А.В. / Решение научно-технических проблем при создании и внедрении современного горно-шахтного оборудования / Сб. научн. трудов ГП «Донгипроуглемаш».- Донецк.-Астро, 2008.- С.351-369
6. Обоснование конечно-элементной модели тягового органа вынесенной системы перемещения очистного комбайна / Кондрахин В.П., Мельник А.А., Косарев В.В., Стадник Н.И., Мезников А.В. // Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 14 (127), Серія: гірничо-електромеханічна, Донецьк, 2007, С. 139 -147.
7. Экспериментальные исследования вынесенной системы перемещения очистного комбайна /Стадник Н.И., Мезников А.В, Мельниченко А.А. и др. // Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 14 (127) .- Серія: гірничо-електромеханічна.- Донецьк, 2007.- С. 230 -238.
8. Мельник А.А. Численное моделирование процесса частотного пуска асинхронного двигателя с учетом эффекта вытеснения тока в стержнях ротора в среде Matlab // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського.- Кременчук: КДПУ, 2008.- Вип.4,2008 (51), частина 2. С.78-82.

*Дата поступления статьи в редакцию: 27.10.08*

---