

УДК 622.232

Д.Е. Макаренко (аспірант)

А.К. Семенченко (д-р техн. наук, проф.)

Н.И. Стадник (д-р техн. наук, проф.)

Донецкий национальный технический университет

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОДСИСТЕМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА С ЦЕВОЧНО-РЕЕЧНЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ

*Разработана математическая модель подсистемы перемещения очистного комбайна с цевочно-реечным движителем, позволяющая адекватно описать динамический процесс перемещения комбайна.*

**Ключевые слова:** математическая модель, цевочно-реечный движитель, жесткий тяговый орган, подсистема перемещения, очистной комбайн

**Проблема и ее связь с научными или практическими задачами.** В настоящее время в угольной промышленности широкое распространение получили очистные комбайны со встроенными подсистемами перемещения на основе жесткого тягового органа (рис. 1). Эти подсистемы обладают рядом весомых преимуществ по сравнению с подсистемами на базе цепных тяговых органов [1], таких как: высокий уровень безопасности, более низкая неравномерность скорости перемещения, отсутствие сбрасывания угля с конвейера тяговой цепью и т. д.

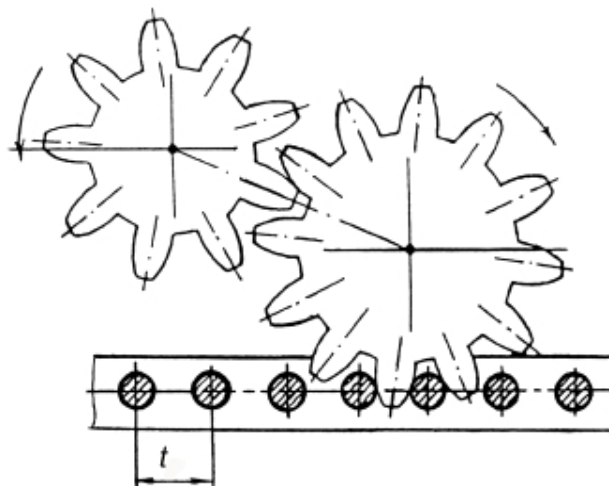


Рис. 1 – Движитель подсистемы перемещения очистного комбайна на основе цевочного тягового органа,  $t$  – шаг рейки

Однако эксплуатация подсистем перемещения на основе жесткого тягового органа выявила существенный недостаток. В двухдвигательном механизме перемещения качество зацепления зависит от колебаний межцентрового расстояния и шага зацепления. Согласно экспериментальным данным [2] колебания шага зацепления между рейками приводят к неравномерности распределения нагрузки между электродвигателями привода подачи, что приводит к уменьшению тягового усилия, недоиспользованию мощности электродвигателей и их перегреву и, как следствие, к снижению производительности.

Поэтому устранение этого недостатка является актуальной практической задачей, для решения которой необходимы дальнейшие исследования процесса перемещения комбайна с рассматриваемым двигателем, что обуславливает необходимость разработки математической модели.

**Анализ исследований и публикаций.** В работе [3] приведены результаты исследований нагрузок в двухдвигательных приводах подачи очистных комбайнов УКД300 и УКД400, полученные в ходе стендовых испытаний на полноразмерном стенде ЗАО «Горловский машиностроитель», которые показывают, что нагрузки (токи двигателей и моменты) имеют колебательные составляющие.

В работе [2] произведён анализ распределения нагрузки между приводами двухдвигательного механизма перемещения очистного комбайна с частотно-регулируемыми асинхронными двигателями. Показано, что возникающая при работе комбайна разница в межцентровом расстоянии зацеплений «колесо-цевочная рейка» может привести к существенной неравномерности нагрузки приводов.

Однако, использованная для анализа математическая модель не учитывает динамические процессы возникающие при перемещении очистного комбайна.

**Постановка задачи.** Целью настоящей работы является разработка математической модели подсистемы перемещения очистного комбайна с цевочно-реечным двигателем, позволяющей адекватно описать динамический процесс его перемещения с учетом неравномерности шага зацепления на стыке реек.

**Изложение материала и результаты.** Для составления математической модели подсистемы перемещения были разработаны динамическая схема, представленная на рис. 1 и схема для определения усилия в зацеплении, представленная на рис. 2.

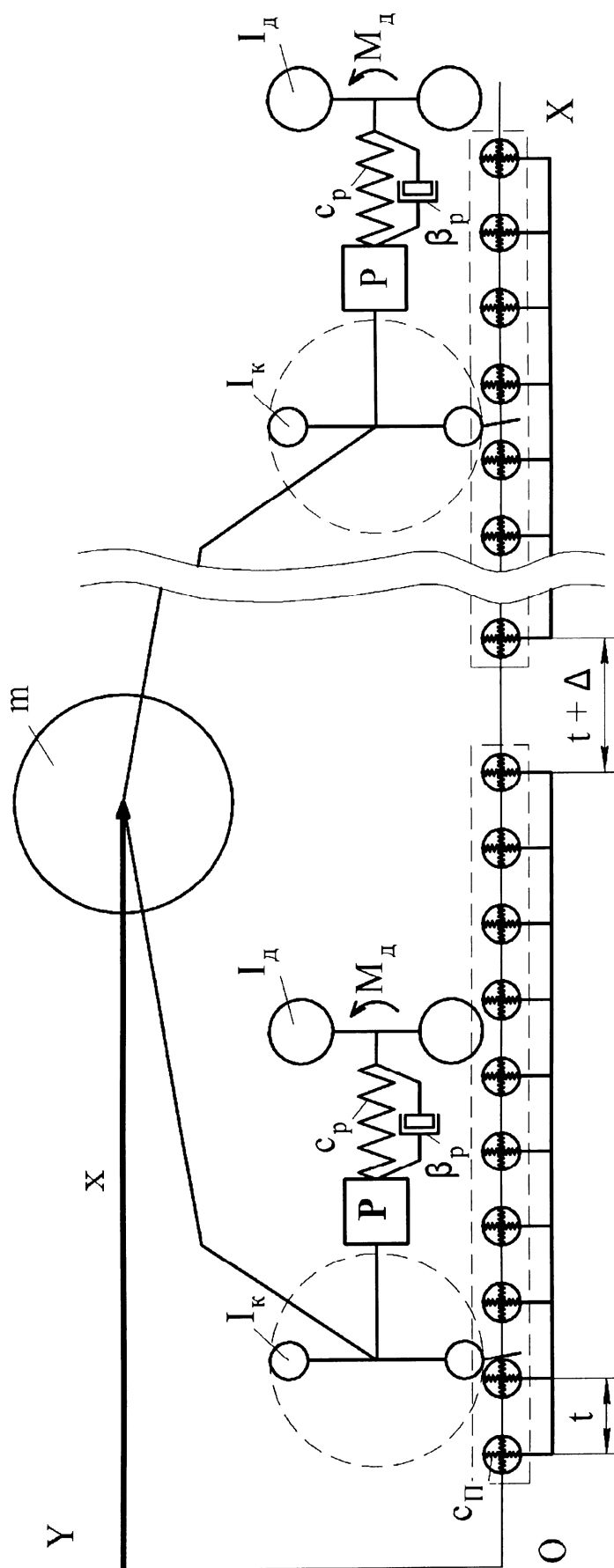


Рис. 1 — Динамическая схема подсистемы перемещения очистного комбайна с цепочно-реечным двигателем



$$\left\{ \begin{array}{l} m \cdot \ddot{x} = F_{\Pi} - F_C; \\ I_k \ddot{\phi}_{k1} = M_{p1} \cdot i_p \cdot \eta - M_{C1}; \\ I_d \ddot{\phi}_{d1} = M_{d1} (\dot{\phi}_{d1}) - M_{p1}; \\ I_k \ddot{\phi}_{k2} = M_{p2} \cdot i_p \cdot \eta - M_{C2}; \\ I_d \ddot{\phi}_{d2} = M_{d2} (\dot{\phi}_{d2}) - M_{p2}; \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{\Pi} = F_{зацX1} + F_{зацX2}; \\ \mathbf{F}_{зац} = \mathbf{C}^{(T)} \cdot \left( \frac{\mathbf{AB}''}{(\mathbf{AB}'')} \cdot \mathbf{F}_{зац} \right); \\ \mathbf{AB}'' = \mathbf{OB}'' - \mathbf{r}''_{\Pi}; \\ \mathbf{F}_{зац} = \begin{cases} c_{\Pi} \cdot (\mathbf{R}_{\Pi} - \mathbf{D}_{\min}) & \text{при } D_{\min} < R_{\Pi} \text{ и } x''_{\Pi} - R_{\Pi} < h; \\ 0 & \text{иначе;} \end{cases} \\ D_{\min} = \min \left( \sqrt{(x''_{\Pi} - x)^2 + (y''_{\Pi} - f(x))^2} \right); \\ \mathbf{r}''_{\Pi} = \mathbf{C}' \cdot (\mathbf{r}'_{\Pi} - \mathbf{r}'_k - \mathbf{C}'^{(T)} \mathbf{r}'_3); \\ F_C = K_f \cdot (G \cdot (\sin \alpha + f'' \cdot (\cos \alpha)) + F_p); \\ M_{C1} = F_{зац1} \cdot R_{\omega}; \\ M_{p1} = (c_p \cdot (\phi_{d1} - \phi_{k1} \cdot i_p) + \beta_p \cdot (\dot{\phi}_{d1} - \dot{\phi}_{k1} \cdot i_p)); \\ M_{C2} = F_{зац2} \cdot R_{\omega}; \\ M_{p2} = (c_p \cdot (\phi_{d2} - \phi_{k2} \cdot i_p) + \beta_p \cdot (\dot{\phi}_{d2} - \dot{\phi}_{k2} \cdot i_p)); \end{array} \right. \quad (2)$$

где  $m$  – масса комбайна;

$x$  – координата положения комбайна на оси  $OX$ , направленной вдоль забоя;

$F_{\Pi}$  – сила подачи очистного комбайна;

$F_C$  – сила сопротивления движению комбайна;

$F_{зацX1}$  и  $F_{зацX2}$  – составляющие  $x$  векторов усилий зацепления  $\mathbf{F}_{зац1}$  и  $\mathbf{F}_{зац2}$  в первой и второй приводной звёздочке соответственно;

$\mathbf{r}''_{\Pi}$  – радиус-вектор определяющий положение пальца цевки в системе координат  $O''X''Y''$ .

$$\mathbf{r}''_{\Pi} = \{x''_{\Pi}; y''_{\Pi}\}, \quad (3)$$

$B''$  – точка контакта зуба с пальцем цевки;

$f(x)$  – функция профиля зуба;

$D_{\min}$  – расстояние от центра пальца цевки до поверхности зуба;

$\min()$  – функция поиска минимального значения;

$F_{\text{зац}}$  – величина усилия зацепления. Зацепление происходит, при условии пересечения поверхностей зуба и пальца цевки, т.е.  $D_{\min} < R_{\Pi}$  и  $x''_{\Pi} - R_{\Pi} < h$ , где  $R_{\Pi}$  – радиус пальца цевки,  $h$  – высота зуба. В противном случае величина усилия зацепления  $F_{\text{зац}} = 0$ . В случае вхождения зуба в контакт с пальцем ( $D_{\min} < R_{\Pi}$  и  $x''_{\Pi} - R_{\Pi} < h$ ) величина усилия зацепления больше нуля и пропорциональна деформации;

$c_{\Pi}$  – коэффициент жесткости пальца цевки;

$\mathbf{r}_p$  – радиус-вектор рейки;

$\mathbf{r}'_{\Pi}$  – радиус-вектор пальца цевки в локальной системе координат рейки. Система координат рейки начинается с первого пальца, и каждый палец имеет координаты  $\{x_{\Pi}; 0\}$ .  $x_{\Pi}$  определяется как:

$$x_{\Pi} = t \cdot i + \text{floor}\left(\frac{i}{N}\right) \cdot \Delta, \quad (4)$$

где  $t$  – шаг рейки;

$i$  – номер пальца находящегося в зацеплении в данный момент времени.

$$i = \text{round}\left(\frac{x_{\text{к}} - x_p - R_{\Pi}}{t}\right), \quad (5)$$

где  $\text{round}()$  – функция округления до ближайшего целого;

$\text{floor}()$  – функция округления до ближайшего целого в меньшую сторону;

$N$  – количество пальцев в рейке;

$\Delta$  – отклонение от величины шага на стыке реек;

$x_{\text{к}}$  – координата  $x$  радиус-вектора колеса  $\mathbf{r}_{\text{к}}$ . Радиус-вектор колеса имеет координаты  $\{x_{\text{к}} + a; R_{\omega}\}$ , где  $x_{\text{к}}$  – координата положения центра масс комбайна вдоль забоя,  $a$  – положение колеса относительно центра масс комбайна по оси  $x$ ;  $R_{\omega}$  – радиус начальной окружности приводного колеса.

$x_p$  – координата  $x$  радиус-вектора рейки  $\mathbf{r}_p$ ;

$C'$  – матрица направляющих косинусов колеса. Определяется текущим углом поворота колеса  $\varphi_{\text{тек}}$ .

$$C' = \begin{pmatrix} \cos\varphi_{\text{тек}} & -\sin\varphi_{\text{тек}} \\ \sin\varphi_{\text{тек}} & \cos\varphi_{\text{тек}} \end{pmatrix} \quad (6)$$

Так как в один момент времени в зацепление могут входить только два зуба, целесообразно рассматривать  $\varphi_{\text{тек}}$  в пределах зацепления двух зубьев:  $\frac{-2\pi}{z} \cdot \varphi_{\text{тек}} \cdot \frac{2\pi}{z}$ .

Для каждого зуба текущий угол  $\varphi_{\text{тек}}$  определяется как:

$$\varphi_{\text{тек}} = \varphi_{\text{к}} - \text{floor}\left(\varphi_{\text{к}} \cdot \frac{0,5 \cdot z}{2 \cdot \pi}\right) \cdot \frac{2 \cdot \pi}{0,5 \cdot z}, \quad (7)$$

где  $z$  – количество зубьев на колесе;

$\varphi_{\text{к}}$  – угол поворота колеса.

$\mathbf{r}'_z$  – радиус-вектор зуба в локальной системе координат колеса.

$$\mathbf{r}'_z = \{R_b; 0\}, \quad (8)$$

где  $R_b$  – радиус окружности впадин колеса.

$K_f = 1,4$  – коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления перемещению комбайна;

$G$  – сила тяжести комбайна;

$\alpha$  – угол падения пласта;

$f''$  – коэффициент трения машины о направляющие конвейера;

$F_p$  – средний уровень проекции главного вектора внешней нагрузки от сил резания на ось  $X$ ;

$I_k$  – приведенный к валу электродвигателя момент инерции элементов редуктора;

$i_p$  – передаточное число редуктора;

$\eta$  – коэффициент полезного действия редуктора;

$M_C$  – момент сопротивления на выходном валу редуктора;

$M_p$  – момент на входном валу редуктора;

$c_p$  – крутильная жесткость редуктора;

$\beta_p$  – коэффициент демпфирования редуктора;

$\varphi_d$  – угол поворота ротора двигателя;

$M_d(\dot{\varphi}_d)$  – математическая модель электродвигателя.

На рис. 4 приведены изменения крутящих моментов электродвигателей подсистемы перемещения: комбайна, полученные с использованием разработанной математической модели и натурального эксперимента. На графиках видны возмущения затухающих колеба-

ний крутящих моментов в электродвигателях в местах прохождения колесами стыков реек.

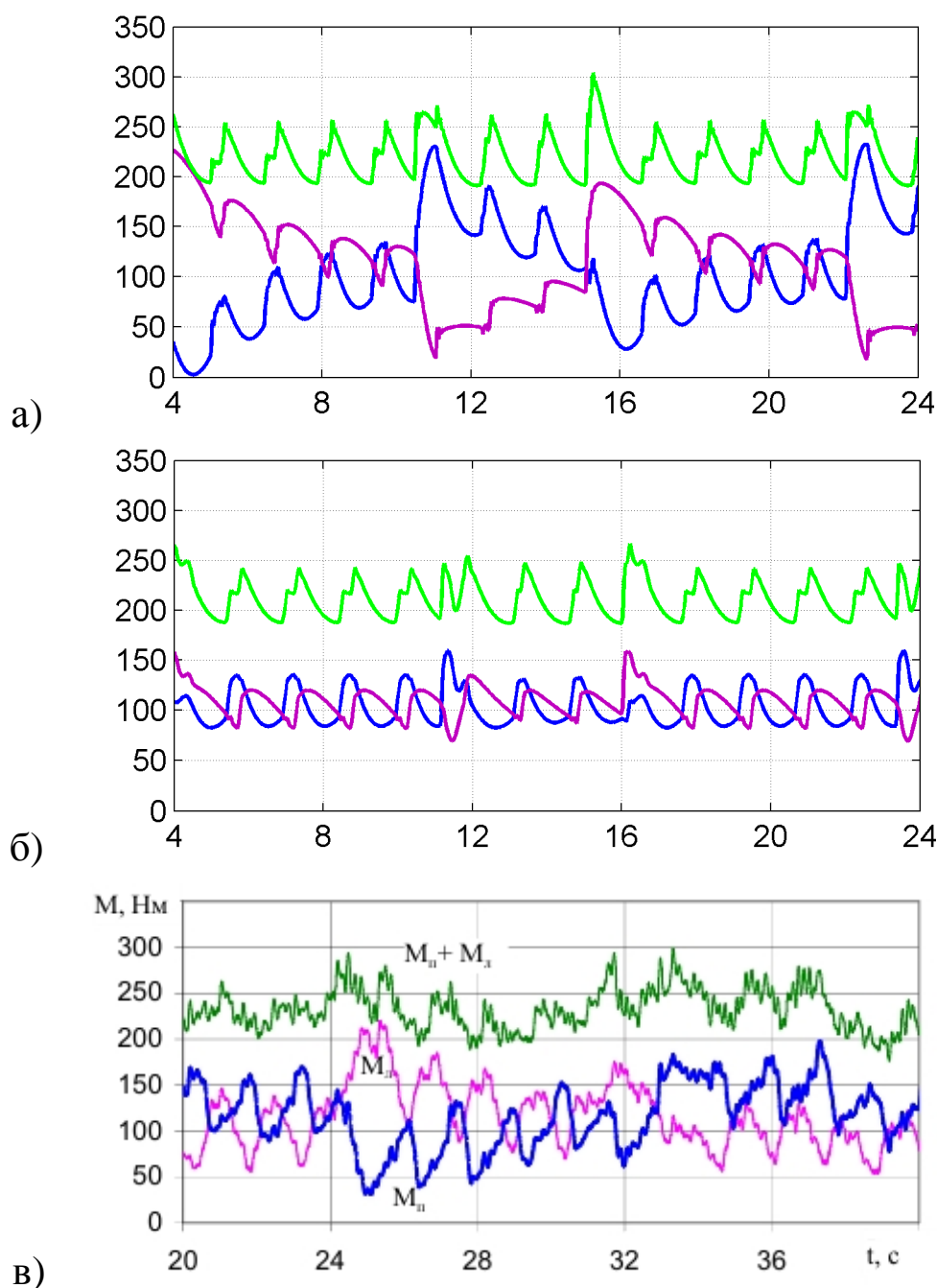


Рис. 4 – Изменения крутящих моментов электродвигателей подсистемы перемещения: а), б) согласно данным вычислительного эксперимента и в) натурального [1]

На рис. 4 а) и в), при работе в номинальном режиме, неравномерность нагрузки электродвигателей выравнивается после прохода 4-5 зубьев (5-6 с). На рис. 4 б) показан режим работы с понижением питающего напряжения электродвигателей, при котором выравнивание нагрузки происходит менее чем за один проход зуба (0,8 с). Таким образом можно заключить, что математическая модель является



адекватной и позволяет проводить исследования по снижению неравномерности нагрузки электроприводов подсистемы перемещения.

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Разработанная математическая модель подсистемы перемещения очистного комбайна с цевочно-реечным движителем, позволяет адекватно описать динамический процесс перемещения очистного комбайна с учетом неравномерности шага зацепления в движителях.

Направлением дальнейших исследований являются исследования влияния отклонения шага зацепления рейки и механической характеристики электродвигателей подсистемы перемещения на неравномерность их нагрузки на базе разработанной ММ.

#### Список литературы

1. Горные машины : учебн. пособие для вузов / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкин, Н.М. Лысенко и др. ; под общ. ред. П. А. Горбатова. – 2-е изд. перераб. и доп. – Донецк : Норд Компьютер, 2006. – 669 с.:ил.
2. Кондрахин В.П. Устойчивый момент и диапазон частотного регулирования двухдвигательного привода механизма перемещения очистного комбайна / В.П. Кондрахин, В.В. Косарев, Н.И. Стадник // Наукові праці ДонНТУ. Серія: «Гірничо-електромеханічна». – 2010. – Вып. 18. – С. 77-90.
3. Кондрахин В.П. Распределение нагрузок между движителями механизма подачи очистного комбайна / В.П. Кондрахин, А.В. Косарев, Н.И. Стадник // Наукові праці ДонНТУ, Серія: «Гірничо-електромеханічна». – 2004. – Вып. 83. – С. 150-156.

*Стаття надійшла до редакції 27.09.2012*

**Д.Є. Макаренко, А.К. Семенченко, Н.І. Стаднік. Донецький національний технічний університет**

**Математична модель підсистеми переміщення очисного комбайна з цівково-рейковим рушієм.**

*Розроблено математичну модель підсистеми переміщення очисного комбайна з цівково-рейковим рушієм, що дозволяє адекватно описати динамічний процес переміщення очисного комбайна.*

**Ключові слова:** математична модель, цівково-рейковий рушій, підсистема переміщення, очисний комбайн.

**D. Makarenko, A. Semchenko, N. Stadnik. Donetsk National Technical University**

**A Mathematical Model of a Shearer Haulage System with Lantern-Rack Propulsion.**

*A mathematical model of a shearer haulage system with lantern-rack propulsion was developed to adequately describe the dynamic process of shearer movement.*

**Keywords:** mathematical model, lantern-rack propulsion, haulage system, shearer.