

УДК 622.232.71

Н.Г. Бойко, д-р техн. наук, проф.,
Донецкий национальный технический университет

ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ С ГИБКИМ ТЯГОВЫМ ОРГАНОМ

В работе рассмотрен процесс перемещения очистных комбайнов с гибким тяговым органом, как поведение системы с распределенными параметрами и «грузом» на конце, который находится под действием сформировавшегося на исполнительном органе комбайна внешнего возмущения.

Ключевые слова: перемещение, комбайн, очистной, система, динамическая, параметры, распределенные.

Одним из способов перемещения очистных комбайнов по лаве является перемещение их с помощью гибкого тягового органа, в качестве которого используются круглозвенные цепи калибра 32 и 36 мм класса прочности D («100») [1]. А для комбайнов, предназначенных для добычи угля из тонких пологих пластов, указанное перемещение до сих пор является единственно возможным из-за ряда причин.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Перемещение комбайнов с гибким тяговым органом (замкнутым в контур или нет) крайне неравномерно и относится к виду релаксационных колебаний, синхронизированных внешним возмущением, сформировавшимся на его исполнительном органе, рис. 1 [2].

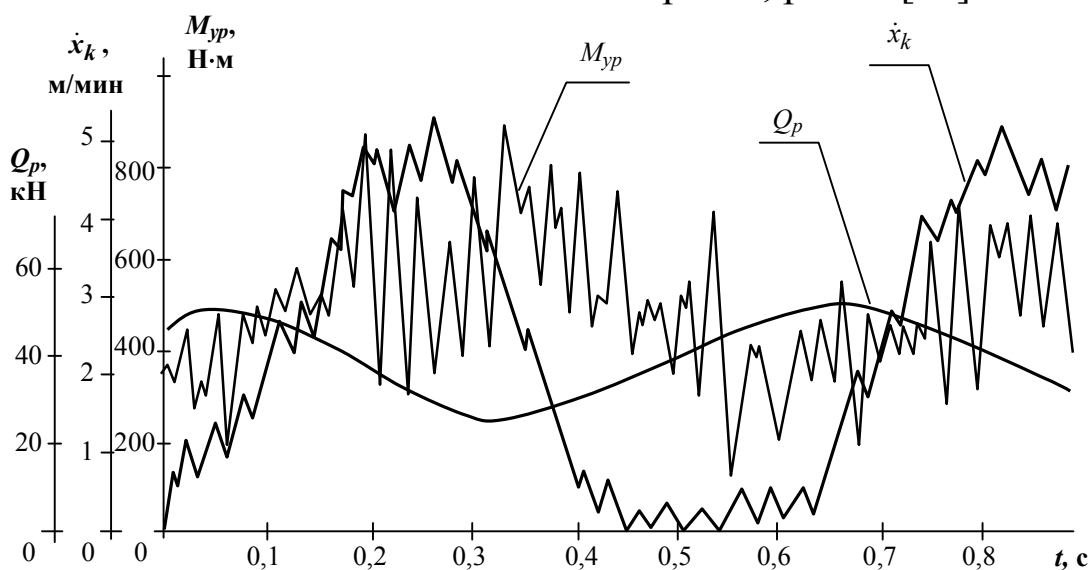


Рис. 1 – Фрагмент осциллограммы работы комбайна типа 1К-101:

M_{yp} – момент сил сопротивления, Q_p – усилие в тяговом органе,

\dot{x}_k – скорость перемещения комбайна

Неравномерное перемещение комбайна обуславливает, с одной стороны, дополнительную нагрузку на режущий инструмент по задней его грани, что приводит к более интенсивному его изнашиванию, с другой, - к формированию повышенной неравномерности нагрузки. Последняя оказывает влияние на устойчивый момент двигателя привода исполнительного органа, уменьшая его величину, что приводит к снижению производительности комбайна и нагрузки на лаву [2].

В этой связи снижение неравномерности перемещения очистных комбайнов является актуальной задачей для рассматриваемого способа их перемещения. Для решения этой задачи необходимо правильно разработать физическую и математическую модель указанной системы перемещения комбайнов и решить задачу о снижении неравномерности их перемещения.

Анализ исследований и публикаций. Вопросу перемещения очистных комбайнов, в том числе и с гибким тяговым органом, посвящено много работ и исследований, см., например, [3-6]. Этому вопросу много внимания уделено и автором настоящей работы, см., например, [6-11]. Характерным для указанных работ и работ других авторов является то, что во всех этих работах физическая модель системы перемещения очистных комбайнов рассматривается как система с сосредоточенной массой, а масса тягового органа принимается значительно меньше массы комбайна и, как правило, не учитывается при аналитическом описании, или, в лучшем случае, приводится к массе комбайна по методу Рэлея [12].

Такое решение задачи не в полной мере отражает существующее положение. Ведь масса тягового органа (цепи) в зависимости от длины лавы может достигать массы комбайна. Причем параметры тягового органа не являются сосредоточенными, а относятся к распределенным. И только на небольших участках в начале или конце лавы, когда длина тягового органа мала (несколько десятков метров), его можно рассматривать как упругий элемент определенной жесткости и с сосредоточенной массой.

Постановка задачи. На основании сказанного выше, систему перемещение очистных комбайнов с гибким тяговым органом следует рассматривать как упругую с распределенными параметрами и «грузом» на конце, в качестве которого выступает комбайн. При этом внешним возмущением является нагрузка, формирующаяся на исполнительном органе комбайна.

Изложение материала и результаты. Рассмотрим «поведение» системы перемещения комбайна, представленной в виде динамической с распределенными параметрами и «грузом» на конце, и на который воздействует гармоническое внешнее возмущения. Это возмущение соответствует низкочастотной составляющей внешнего возмущения, формирующееся на исполнительном органе комбайна, и оказывающее определяющее влияние на характер перемещения комбайна и «поведение» всей системы.

Свободные колебания системы с «грузом» на конце рассматривать нет смысла. И это обусловлено тем, что для рассматриваемой динамической системы, свободных колебаний, как таковых не существует. Даже при холостом режиме перемещения комбайна из-за снижения силы (коэффициента) трения с увеличением скорости перемещения (скольжения) комбайна, в систему «поступает» дополнительная энергия. Эта энергия и является причиной неравномерного перемещения комбайна в холостом режиме [2, 7].

И в этом случае система перемещения комбайна будет находиться под действием внешнего возмущения. В этой связи есть смысл рассмотреть «поведение» системы, т.е. колебание системы перемещения в рабочем режиме комбайна – в режиме подрубки угля. В этом режиме на комбайне («грузе») формируется внешнее возмущение, низкочастотная составляющая которого является практически детерминированной гармонической функцией [2, 7].

Колебания системы перемещение комбайна в рабочем режиме. В этом случае под действием стягивающей силы, вертикальной составляющей внешней нагрузки и силы трения комбайна о направляющие конвейера тяговый орган деформируется на величину

$$l_{\partial} = \frac{(G_k + F_z)(\sin \alpha_{nl} + f_c \cos \alpha_{nl})}{c_{mo}}, \quad (1)$$

где G_k , F_z - вес комбайна и вертикальная составляющая внешней нагрузки соответственно, α_{nl} - угол падения пласта, f_c - приведенный (средний) коэффициент трения комбайна о направляющие конвейера, c_{mo} - коэффициент жесткости тягового органа.

Математическая модель системы в этом случае примет вид

$$\frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + 2n \frac{\partial u_x}{\partial t} = r_x \sin(\lambda_x t + \theta_x), \quad (2)$$

где индекс « x » обозначает направление перемещения комбайна – координата Ox , r_x , λ_x , θ_x - амплитуда, частота и фаза внешней нагрузки соответственно.

Опуская индекс и положив $\theta_x = 0$, математическая модель динамической системы примет вид

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + 2n \frac{\partial u}{\partial t} = r \sin \lambda t. \quad (3)$$

Следует отметить, что амплитуда внешней нагрузки представляет собой геометрическую сумму, собственно, амплитуды внешней нагрузки, формирующейся на рабочем органе комбайна, и части силы, поступающей в систему за счет снижения силы (коэффициента) трения, при увеличении скорости перемещения комбайна. Это, во-первых. И, во-вторых, поскольку рассматриваемая динамическая система инерционная, то случайная составляющая, изменяющаяся с высокой (порядка 30 Гц) частотой практически мало влияет на состояние (колебания) такой инерционной системы. Поэтому при рассмотрении поставленной задачи, возможно, учитывать только низкочастотную (практически детерминированную) составляющую внешней нагрузки.

А приведенное ниже решение рассматриваемой динамической системы представляет ее колебания, точнее, продольные колебания тягового органа относительно деформированного его состояния на величину l_0 под действием практически детерминированного возмущения – низкочастотной составляющей нагрузки.

Решением приведенной математической модели рассматриваемой динамической системы будет выражение вида [12]

$$u(x, t) = \frac{2gr}{\rho S_0 x} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\sin^2 \beta_i \left(\sin \lambda t - \frac{\lambda x}{a\beta_i} \sin \frac{a\beta_i t}{x} \right)}{\left(1 + \frac{\sin 2\beta_i}{2\beta_i} \right) \left(\frac{a^2 \beta_i^2}{l^2} - \lambda^2 \right)}, \quad 0 \leq x \leq L, \quad (4)$$

где S_0 - эквивалентная площадь сечения тягового органа, L - длина лавы, β определяется из трансцендентного уравнения вида [12]

$$\alpha = \beta \operatorname{tg} \beta. \quad (5)$$

Здесь α - отношение веса тягового органа к весу комбайна,

$$\alpha = \frac{qx}{G_k (\sin \alpha_{nl} + f_c \cos \alpha_{nl})}, \quad 0 \leq x \leq L, \quad (6)$$

где q - погонный вес тягового органа.

Для рассматриваемой задачи важным является колебания на основной частоте, т.е. при $\beta = \beta_1$.

Тогда приведенное выше выражение (5) примет вид

$$u(x,t) = \frac{2gr}{\rho S_9 x} \frac{\sin^2 \beta_1 \left(\sin \lambda t - \frac{\lambda x}{a\beta_1} \sin \frac{a\beta_1 t}{x} \right)}{\left(1 + \frac{\sin 2\beta_1}{2\beta_1} \right) \left(\frac{a^2 \beta_1^2}{l^2} - \lambda^2 \right)}, \quad 0 \leq x \leq L. \quad (7)$$

Соотношение между β_1 и α с погрешностью, допускаемой для инженерных расчетов (в пределах 5-7 %), представим в виде

$$\beta_1 = 0,65\alpha \equiv 0,65 \frac{qx}{G_k (\sin \alpha_{nl} + f_c \cos \alpha_{nl})}, \quad 0 \leq x \leq L. \quad (8)$$

Пренебрегая членами, содержащими множитель $\lambda x / (a\beta_1)$, как величинами второго порядка малости, решение примет вид

$$u(x,l) = \frac{4rx \sin \lambda t}{S_9 E} \frac{\sin^2 \beta_1}{\beta_1 (2\beta_1 + \sin 2\beta_1)}, \quad 0 \leq x \leq L. \quad (9)$$

Из приведенного решения следует, что колебания тягового органа состоят из:

- вынужденных колебаний с частотой λ (пропорциональных $\sin \lambda t$),
- свободных колебаний с частотой $a\beta_1 t / l$ (пропорциональных $\sin(a\beta_1 t / l)$).

При совпадении или приближении частоты внешнего возмущения λ к частоте собственных колебаний системы ($\lambda \rightarrow a\beta_1 / l$) имеет место состояние резонанса.

В связи с тем, длина тягового органа, точнее, рабочей ветви тягового органа в процессе работы комбайна меняется практически от 0 до L , коэффициент жесткости его $c = C / l$, $l \in (0, L)$, C - жесткость тягового органа, будет переменным в широких пределах. Поэтому практически всегда будет иметь место совпадение частоты внешнего возмущения (внешней нагрузки) с частотой собственных колебаний системы, т.е. в рассматриваемой динамической системе

перемещения комбайна с помощью гибкого тягового органа всегда будет иметь место состояние близкое к резонансу и резонанс.

Такое состояние («поведение») системы перемещения комбайна с гибким тяговым органом автор работы наблюдал на шахте им. РККА ГП «Добропольеуголь» при проведении исследований комбайна типа 2К-52Ш. Рабочая ветвь тягового органа (цепи) превращается в стоячую волну (синусоиду) с размахом от почвы до кровли пласта. Очевидно, поэтому гибкий тяговый орган и в первую очередь у комбайнов для тонких пологих пластов располагается в специальных направляющих, исключаяющих такое его «поведение».

Таким образом, рассматриваемая динамическая система перемещения очистных комбайнов гибким тяговым органом, замкнутой в контур, кроме того, что является общей для рассматриваемых систем, представляет собой замкнутую нелинейную динамическую систему с обратной силовой связью и случайным возмущением. При учете режима работы комбайна в формировании нагрузки эту систему можно рассматривать разомкнутой. Полученные данные экспериментальных исследований работы комбайнов, в т.ч. и в шахтных условиях подтверждают результаты теоретических исследований работы.

Выводы и направление дальнейших исследований. Из изложенного выше следует:

1. Система перемещения очистных комбайнов с гибким (цепным) тяговым органом в общем случае представляет собой динамическую систему с распределенными параметрами и «грузом» на конце, в качестве которого выступает комбайн.

2. Внешним возмущением для рассматриваемой динамической системы является нагрузка, сформировавшаяся на исполнительном органе комбайна.

3. Дальнейшее направление исследований системы перемещения очистных комбайнов с гибким тяговым органом должно учитывать и случайную составляющую внешней нагрузки, формирующейся на их исполнительных органах.

Список литературы

1. Оборудование для механизации очистных работ в угольных шахтах // Б.Ф. Братченко, А.В. Докукин, А.С. Архангельский и др. Под общей редакцией Б.Ф. Братченко. М.: Недра, 1972. - 365 с.
2. Бойко Н.Г. Динамика очистных комбайнов. - Донецк: РВА ДонНТУ, 2004. - 206 с.
3. Ефимов А.И. Об уравнении внешней динамики добычных машин. - Изв. вузов. Горный журнал, 1964, № 4, с. 110-118.

4. Красников Ю.Д., Резников В.А. Аналитическое исследование внешней динамики угледобывающих комбайнов. - В кн.: Научные сообщения ИГД им. А.А. Скочинского. М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1969, № 64, с. 77-86.
5. Петунин Н.С., Ульшин В.А. О причинах пульсации скорости подачи угольных комбайнов. - Изв. вузов. Горный журнал, 1970, № 8, с.87-93.
6. Шапоренко Д.Н., Труфанов И.Д. Динамика движения угольного комбайна. - Изв. вузов. Горный журнал, 1974, № 12, с. 99-104.
7. Бойко Н.Г. Очистные комбайны для тонких пологих пластов. - Донецк: ДНВЗ «ДонНТУ». 2010. - 476 с.
8. Бойко Н.Г. Перемещение очистных комбайнов с гибким тяговым органом и опорами качения, Изв. вузов. Горный журнал, 1982, № 5.- С. 79-81.
9. Бойко Н.Г. Перемещение очистных комбайнов с гибким тяговым органом и опорами качения, Изв. вузов. Горный журнал, 1982, № 5.- С. 79-81.
10. Характер перемещения очистных комбайнов с вынесенной системой подачи./Н.Г.Бойко, В.Г.Нечпаев, А.В.Болтян и др. Изв. вузов. Горный журнал, 1984, №6. - С. 67-71.
11. Выравнивание скорости перемещения добычных комбайнов при помощи динамического гасителя колебаний / Г.В.Малеев, В.Г.Гуляев, Н.Г. Бойко и др. Изв. вузов. Горный журнал, 1972, № 5. - С. 92-96.

Стаття надійшла до редколегії 23.11.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.К. Семенченко

М.Г. Бойко. Переміщення очисних комбайнів з гнучким тяговим органом. В роботі розглянуто процес переміщення очисних комбайнів з гнучким тяговим органом як поведінку системи з розподіленими параметрами і «вантажем» на кінці, котрий знаходиться під дією зовнішнього збурювання, що сформувалося на виконавчому органі комбайна.

Ключові слова: переміщення, комбайн, очисной, система, динамічна, параметри, розподілення.

N. Boyko. Cutter-Loader Moving with a Flexible Traction Body. In this paper presents the process of cutter-loader moving with a flexible body traction, as the behavior of systems with distributed parameters, and the "burden" on the end which is formed under the action of the executive body of the combine external perturbation.

Keywords: moving, cutter-loader, system, dynamic, parameters, distributed.

© Бойко Н.Г., 2012