

УДК 51-74

Карабут М.А., Москаленко А.В., Горячева Т.В. (КИИ ДонНТУ)

## АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ РАБОТЕ ГОРНО-ВЫЕМОЧНЫХ КОМБАЙНОВ И ИХ МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

В соответствии с общепринятой классификацией колебательных систем и процессов очистной или проходческий комбайн при выполнении рабочего процесса представляет собой автономную систему с конечным числом степеней свободы, определяющих динамическое состояние системы комбайн-забой в любой фиксированный момент времени. Особенность таких систем — возможность самовозбуждения и поддержания в них колебаний за счет внутреннего источника энергии неколебательной природы, например двигателя, причем поступление энергии регулируется движением самого комбайна, осуществляющего рабочий процесс отделения и выгрузки полезного ископаемого. Параметры установившихся автоколебаний в значительной степени определяются нелинейными свойствами системы. Наиболее существенные из них в системе комбайн-забой — это нелинейная кинетическая характеристика трения опор комбайна по направляющим конвейера и нелинейность резко переменных сил сопротивления, формирующихся на рабочих инструментах исполнительных органов, взаимодействующих с горным массивом со случайными характеристиками разрушаемости.

Нелинейная зависимость силы трения в опорах комбайна от скорости обуславливает, как правило, возникновение автоколебаний в системе его подачи. Поэтому комбайн перемещается неравномерно, что является одной из причин периодического изменения суммарной толщины среза резами исполнительного органа. Непостоянство сил сопротивления на исполнительном и тяговом органах, а также наличие упругих связей в составе силовых систем комбайна служат причинами формирования в системе сложных динамических процессов. Колебания силовых систем комбайна и обусловленные ими динамические нагрузки, в свою очередь, зависят от сил сопротивления на исполнительных органах, динамических параметров силовых систем и их взаимодействия между собой и с внешней средой — органа с разрушаемым горным массивом, а двигателя — с сетью электроснабжения.

Анализ результатов исследований, сил сопротивления на исполнительных органах горных комбайнов показывает, что кроме низкочастотных (1—3 Гц) составляющих, обусловленных автоколебательным характером перемещения комбайнов, содержатся компоненты, отражающие силовую неуравновешенность исполнительного органа (степень его конструктивного несовершенства), проявляющуюся с частотой его вращения. Вместе с тем, существуют колебательные составляющие, частота которых практически совпадает с частотой собственных колебаний механической части системы привода исполнительного органа.

Кроме автоколебаний и детерминированных колебаний, которые можно рассматривать как вынужденные, в силовых системах комбайнов возможны колебания, возбуждаемые внутренними источниками энергии, а также параметрические колебания вследствие периодических изменений тех или иных параметров динамических систем. К их числу можно отнести периодические изменения жесткости зубчатых передач при смене однопарного зацепления двухпарным, периодические удары в зацеплениях из-за неточностей их изготовления и монтажа и др.

Таким образом, в общем случае динамические процессы и сопутствующие им динамические нагрузки в силовых системах комбайнов являются результатом взаимодействия рабочего процесса в системе комбайн — забой с колебаниями в самом комбайне и в значительной степени определяются его динамическими свойствами. Зная закономерности формирования динамических нагрузок и управления динамическими свойствами комбайна, можно на стадии проектирования обосновать его рациональные динамические параметры и

структуру, обеспечивающие минимальную динамическую нагруженность наиболее ответственных и тяжело нагруженных элементов силовых систем.

Повышение надежности горных комбайнов может быть обеспечено оптимизацией их динамических свойств и снижением динамических нагрузок, так как повышенная динамическая нагруженность, характерная для эксплуатирующихся в тяжелых условиях высокоэнерговооруженных комбайнов, является одной из основных причин недостаточной их надежности.

Высокие коэффициенты вариации (0,35 – 0,65) крутящего момента и циклические свойства динамических нагрузок обуславливают ускорение накопления усталостных повреждений, интенсификацию износа и повышение вероятности отказов. Особенно заметно возрастают число и частота отказов элементов силовых систем очистных комбайнов, осуществляющих выемку пластов угля с крепкими включениями, породными прослойками, с присечкой боковых пород. Это обусловлено ростом амплитуд колебаний и максимальных значений экстренных нагрузок, которые могут превысить уровень несущей способности отдельных элементов комбайнов.

Автоколебательные явления на собственных частотах силовых систем и сопутствующие им динамические нагрузки формируются также в системе подвески исполнительного органа и в системе корпусной группы очистных комбайнов. Динамические нагрузки, формирующиеся в СПРО, снижают надежность гидродомкрата подъема исполнительного органа, узлов шарнирного соединения корпусов поворотного и основного редукторов между собой и с гидродомкратом. Динамическая нагруженность СКГ отрицательно сказывается на надежности фланцевых соединений сборочных единиц, гидродомкратов регулируемых опор и других элементов опорно-направляющих устройств очистных комбайнов. Автоколебания в системе подачи очистного комбайна и присущая автономным системам замкнутость через забой обуславливают пульсацию нагрузок с частотой колебаний скорости перемещения комбайна не только в СМП, но и в других силовых системах. Циклические нагрузки тягового органа, редуктора механизма подачи и гидросистемы насос-гидромотор снижают усталостную прочность указанных элементов. При лимитированных габаритах очистных комбайнов возможности повышения несущей способности и усталостной прочности тяжело нагруженных элементов силовых систем за счет увеличения размеров деталей и применения более прочных материалов в значительной степени ограничены.

Для изучения колебательных процессов, формирующих динамические нагрузки и управления динамическими свойствами комбайна, применяют математическое моделирование.

Целью создания математической модели является - установление связи между уровнем динамической нагруженности силовых систем, их структурой и параметрами с учетом спектрального состава внешней нагрузки и взаимодействия силовых систем, что дает возможность решить задачу комплексной оптимизации динамических свойств комбайнов.

Математическое моделирование с помощью математических пакетов сводится к численному решению системы дифференциальных уравнений, которые описывают объект исследования, в результате чего получают кинематические и силовые характеристики механизма перемещения в переходных и установившихся режимах.

Для наглядности результатов моделирования, рассмотрим случай возникновения автоколебаний при движении комбайна на холостом ходу. Для этого рассмотрим простейший случай, систему с одной степенью свободы.



Рисунок 1. – Упрощенная расчетная схема автоколебаний с одной степенью свободы

Дифференциальное уравнение имеет вид:

$$M \cdot \ddot{x}_k = C_{\text{ц}} (\varphi_{\text{зв}} R_{\text{зв}} - x_k) + \beta_{\text{ц}} (\dot{\varphi}_{\text{зв}} R_{\text{зв}} - \dot{x}_k) + F_{\text{тр}}$$

Исследование динамических процессов, применительно к очистным комбайнам с цепным тяговым органом автономную систему комбайн-забой можно заменить незамкнутой динамической системой. При разработке расчетной схемы вынесенной системы перемещения были приняты следующие допущения:

- тяговый орган представлен как линейный упруго-диссипативный элемент (с коэффициентами жесткости и демпфирования соответственно  $C_{\text{ц}}$ ,  $\beta_{\text{ц}}$ , работающей только на растяжение, масса цепи приведена к массе комбайна;
- корпуса редукторов ВСП и оси тяговых звездочек закреплены абсолютно жестко.

Расчетная схема вынесенной системы перемещения для общего случая приведена на рис. 1

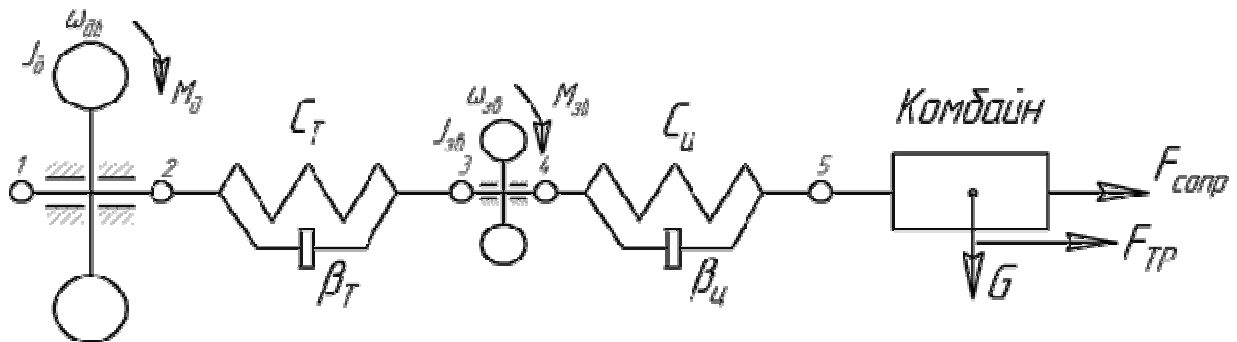


Рисунок 1.– Динамическая схема ВСП для общего случая

На схеме приняты следующие обозначения:

- $M_d$  – электромагнитный момент электродвигателя;
- $J_d$  – момент инерции ротора электродвигателя;
- $J_{зв}$  – момент инерции приводной звездочки;
- $C_t$  – коэффициент жесткости редуктора привода ВСП;
- $\beta_t$  – коэффициент демпфирования редуктора привода ВСП;
- $C_{\text{ц}}$  – коэффициент жесткости цепного тягового органа;
- $\beta_{\text{ц}}$  – коэффициент демпфирования цепного тягового органа;
- $G$  – сила тяжести комбайна;
- $F_{\text{сопр}}$  – сила сопротивления движению массы  $M$ ;
- $F_{\text{тр}}$  – сила трения;

В качестве обобщенных координат для математического описания системы приняты:

- $\varphi_{\text{дв}}$  - угол поворота ротора двигателя;
- $\varphi_{\text{зв}}$  - угол поворота приводной звездочки;
- $x_k$  - перемещение массы  $M$  (перемещение комбайна).

Для составления системы дифференциальных уравнений, описывающих движение механической системы ВСП, используем уравнения Лагранжа II рода.

Система дифференциальных уравнений, описывающая динамические процессы в ВСП, полученная на основе уравнений Лагранжа II рода, имеет вид:

$$\begin{cases} J_{\text{дв}} \cdot \ddot{\varphi}_{\text{дв}} = -c_m (\varphi_{\text{дв}} - \varphi_{\text{зв}}) - \beta_m (\dot{\varphi}_{\text{дв}} - \dot{\varphi}_{\text{зв}}) + M_{\text{дв}} \\ J_{\text{зв}} \cdot \ddot{\varphi}_{\text{зв}} = -c_m (\varphi_{\text{дв}} - \varphi_{\text{зв}}) - \beta_m (\dot{\varphi}_{\text{дв}} - \dot{\varphi}_{\text{зв}}) + C_{\text{ц}} R_{\text{зв}} (x_k - \varphi_{\text{зв}} R_{\text{зв}}) + \beta_{\text{ц}} R_{\text{зв}} (\dot{x}_k - \dot{\varphi}_{\text{зв}} R_{\text{зв}}) - F_C R_{\text{зв}} \\ M \cdot \ddot{x}_k = C_{\text{ц}} (\varphi_{\text{зв}} R_{\text{зв}} - x_k) + \beta_{\text{ц}} (\dot{\varphi}_{\text{зв}} R_{\text{зв}} - \dot{x}_k) + \sum F_C \end{cases}$$

где  $R_{\text{зв}}$  – средний радиус приводной звездочки;

Решить такую систему дифференциальных уравнений можно методом Рунге–Кутты. Для решения системы будет нужен только вектор правых частей системы уравнений.

$$D(t, x) := \left[ \frac{M \cdot g \cdot [43.807 \cdot (x_1)_4 - 48.599(x_1)^3 + 18.575 \cdot (x_1)^2 - 2.5975 \cdot x_1 + 0.358] + \beta \cdot R \cdot \omega_{зв} + C \cdot \omega_{зв} \cdot R \cdot t - \beta \cdot x_1 - C \cdot x_0}{M} \right]$$

$$q := \text{Rkadapt} \left[ \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}, 0, 10, 1000, D \right]$$

где  $x_0$  и  $x_1$  – известные функции перемещение и скорость комбайна соответственно.

Показанная математическая модель процесса функционирования очистного комбайна с вынесенной системой подачи учитывает все основные факторы, определяющие интенсивные рабочие режимы комбайна.

Анализ научно-технической литературы по вопросу исследования механизмов перемещения очистных комбайнов показал, что существующие математические модели не в полной мере пригодны для корректного описания динамических процессов в элементах вынесенных систем перемещения с частотно-регулируемым приводом при их работе в длинных очистных забоях.

В связи с этим актуальной является задача разработки корректных математических моделей рабочих процессов очистного комбайна с вынесенной системой перемещения на основе частотно-регулируемого привода и использование этих моделей, а также разработанных критериев для обоснования структуры и параметров системы перемещения нового технического уровня.

Литература:

1. Введение в математическое моделирование. Учебное пособие. Под ред. П. В. Трусова. — М.: Логос, 2004. — ISBN 5-94010-272-7
2. Малков С. Ю., 2004. Математическое моделирование в динамике: подходы и модели // Ред. М. Г. Дмитриев. — М.: РГСУ. — с. 76—188.
3. Самарский А. А., Михайлов А. П. Математическое моделирование. Идеи. Методы. Примеры.. — 2-е изд., испр.. — М.: Физматлит, 2001. — ISBN 5-9221-0120-X
4. Советов Б. Я., Яковлев С. А. Моделирование систем: Учеб. для вузов — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. шк., 2001. — 343 с. — ISBN 5-06-003860-2