

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРЕНИЯ ОПОР О КОНВЕЙЕР НА АДЕКВАТНОСТЬ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВУХДВИГАТЕЛЬНОГО ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА

Гуляев В.Г., докт. техн. наук, проф., Жуков К.В., аспирант,
Донецкий государственный технический университет

Рассмотрены вопросы адекватности и калибровки математической модели двухдвигательного очистного комбайна, а также планирования модельного эксперимента

The questions of adequacy and calibration of mathematical model of a two-impellent cutting shearer, and also planning of modelling experiment are considered.

Современные тенденции развития автоматизированного проектирования сложных горных машин подтверждают необходимость создания комплексных математических моделей (ММ) для описания функционирования очистного комбайна (ОК) в замкнутой системе «забой – ОК – конвейер - сеть электроснабжения - система управления - оператор» [1]. С помощью таких математических моделей (ММ), куда входят ММ силовых подсистем ОК с учетом их взаимосвязей, ММ взаимодействия с внешней средой, ММ разрушаемого угольного пласта и управляющие воздействия, на этапе проектирования быстро и с высокой степенью достоверности можно решать следующие задачи:

- прогнозировать статистические характеристики динамических процессов и нагруженности силовых подсистем ОК при характерных режимах работы;
- совершенствовать структуру и осуществлять многокритериальную оптимизацию параметров базового исполнения ОК, предназначенного для применения в конкретных горно-геологических условиях.

Соответствующая вышеизложенным задачам ММ двухдвигательного очистного комбайна с кинематически связанными двигателями и цепным тяговым органом (типа 1ГШ68), новизна которой заключается в возможности исследования динамики установившихся и переходных процессов при типовых режимах работы очистного комбайна на пластах простого и сложного строения, рассмотрена в [1].

Важними етапами разработки ММ ОК являются проверка ее адекватности реальному объекту исследования и выполнение необходимой ее калибровки. Анализ исследований, проведенных с использованием ММ ОК, описанной в [1, 2], показал недостаточную степень адекватности данной ММ в области динамики перемещения ОК, что обусловило неадекватность соотношения дисперсий на характерных частотах некоторых динамических процессов. Как показывают многочисленные экспериментальные и модельные исследования [3, 4 и др.] в спектрах крутящих моментов в трансмиссиях подсистемы привода исполнительных органов (ППО) доминируют низкочастотная (НЧ) составляющая, обусловленная силовой неуравновешенностью исполнительных органов (ИО) и релаксационными колебаниями при перемещении ОК с цепным тяговым органом (ЦТО), и высокочастотная составляющая с максимумом дисперсии на собственной частоте трансмиссии, обусловленная сложным автоколебательным процессом в замкнутой системе «ОК – угольный массив». На рис. 1 представлены характерные для ОК 1ГШ68 нормированные спектральные плотности крутящего момента в трансмиссии к опережающему и отстающему шнекам. Данные получены при обработке результатов натурного эксперимента, проведенного сотрудниками кафедры «Горные машины» под руководством Гуляева В.Г.

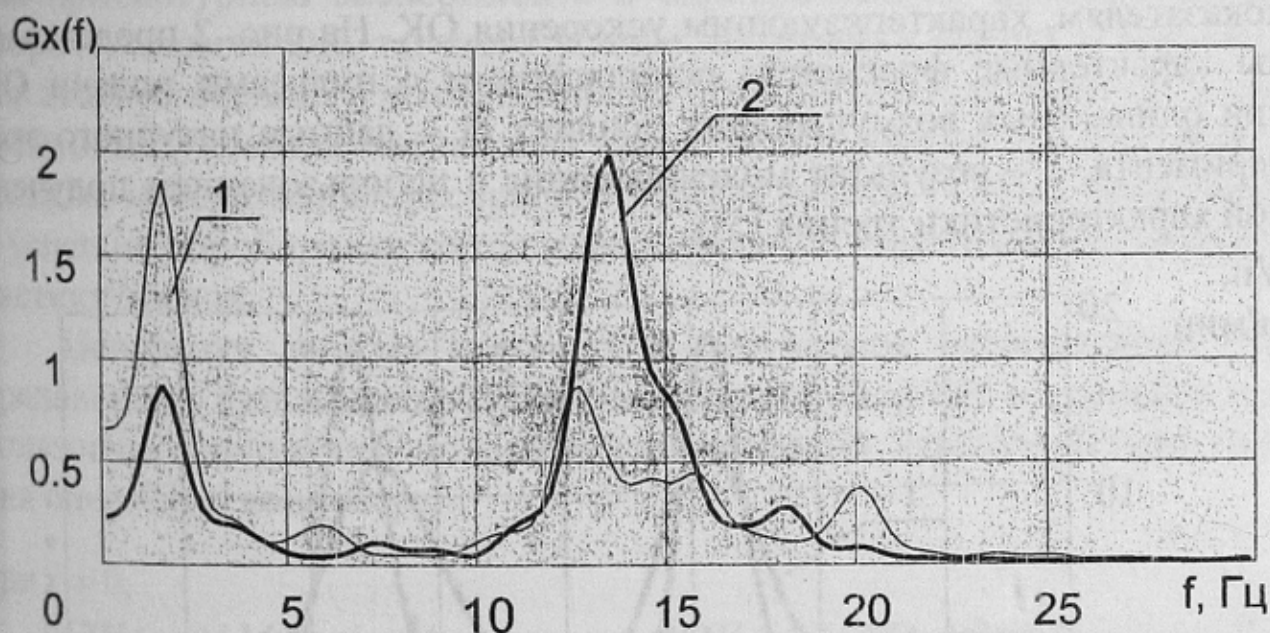


Рисунок 1 – Нормированные спектральные плотности крутящего момента в трансмиссиях к опережающему (1) и отстающему (2) шнекам ОК 1ГШ68

Из рисунка 1 видно, что для крутящего момента в трансмиссии отстающего шнека характерно преобладание в общем спектре дисперсии ВЧ составляющей на собственной частоте трансмиссии (порядка 13 Гц); НЧ составляющая (1,8 Гц) выражена слабее. Для крутящего момента в трансмиссии опережающего шнека в общем спектре дисперсии преобладает НЧ составляющая (1,8 Гц – примерно 60% дисперсии), ВЧ составляющая не имеет одного ярко выраженного пика и в полосе частот 10 - 20 Гц составляет примерно 30 % общей дисперсии колебательного процесса.

Соотношение дисперсий НЧ и ВЧ составляющих колебательно-го процесса зависит от многих факторов, в том числе от: характера перемещения ОК, степени силовой уравновешенности исполнительных органов, уровня демпфированности трансмиссий. Модельные исследования [1,2] показали явное преобладание низкочастотной составляющей. Проведенный анализ выявил, что причиной этого является неадекватный характер перемещения ОК. Обладая, по сравнению с результатами экспериментальных исследований, близкими частотным спектром, математическим ожиданием и коэффициентом вариации скорости подачи, результаты моделирования показали расхождения по максимальным мгновенным значениям скорости подачи и отношению времени движения ОК к периоду релаксационных колебаний (в дальнейшем – коэффициент прерывности движения), т. е. по показателям, характеризующим ускорения ОК. На рис. 2 представлены характерные фрагменты осциллограмм с пульсами подачи ОК при одинаковых возмущающих усилиях (1 – данные натурального эксперимента, 2 – результат моделирования с использованием полученной характеристики трения [5]).

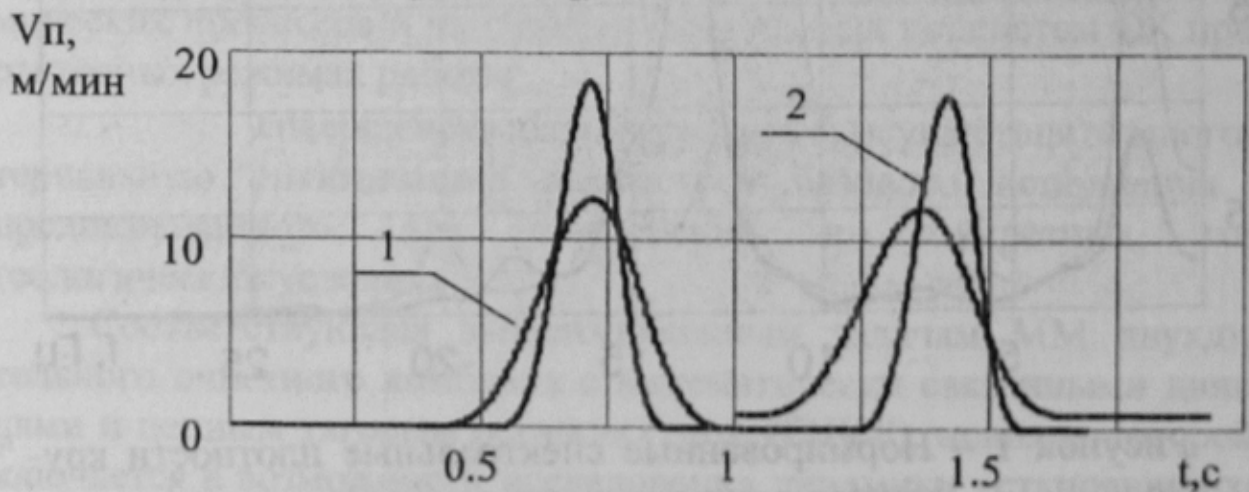


Рисунок 2 – Пульсы подачи ОК в режиме релаксационных колебаний.

Как видно из рисунка, средний уровень скорости подачи и частота пульсов по данным натурального эксперимента и результатам моделирования практически совпадают, однако характер перемещения (пиковые значения скорости, коэффициент прерывности движения, ускорения) различен.

Динамика перемещения ОК сказывается на формировании нагруженности всех подсистем, что связано с природой образования нагрузок как функций от мгновенных параметров стружкообразования на исполнительных органах. Выяснилось, что предложенная в работе [5] кинетическая характеристика трения, полученная путем обработки данных натуральных опытов холостого хода, недостаточно точно описывает формирование сил трения в опорах ОК. Допущения, принятые при нахождении ее описания, приведены в работе [5]. В связи с изменением условий опирания ОК о конвейер и проявлению дополнительной нагруженности на опорах ОК при номинальных рабочих режимах, можно прогнозировать изменение кинетической характеристики трения по сравнению с опытами холостого хода. Однако не разработаны методы получения интересующей характеристики на основе обработки данных, полученных при натуральных или стендовых испытаниях ОК, работающего под нагрузкой. Исходными данными для такого исследования могла бы послужить информация, полученная при натурном эксперименте с одновременным фиксированием скорости подачи ОК, тягового усилия, нагрузок в опорах и параметров вектора внешнего возмущения на исполнительных органах. В современных условиях постановка такого эксперимента требует значительных материальных ресурсов. Автором работы [4] был предложен и успешно апробирован метод идентификации кинетической характеристики трения.

Используя данную методику и результаты исследований [5], предлагается при моделировании сил трения опор ОК о конвейер использовать следующее описание кинетической характеристики трения опор ОК о конвейер:

при $x = 0$,

$$\mu = \begin{cases} [C(V_0 t - x) / M \pm g \sin \alpha] / g \cos \alpha, & \text{если } [C(V_0 t - x) / M \pm g \sin \alpha] / g \cos < \mu_1(0); \\ \mu_1(x), & \text{если } [C(V_0 t - x) / M \pm g \sin \alpha] / g \cos \geq \mu_1(0); \end{cases} \quad (1)$$

$$\text{при } \dot{x} > 0, \mu = \begin{cases} \mu_1(\dot{x}), & \text{если } \ddot{x} \geq 0; \\ \mu_2(\dot{x}), & \text{если } \ddot{x} < 0; \end{cases} \quad (2)$$

где $\mu(\dot{x})$ - коэффициент трения опор ОК о конвейер; x, \dot{x} - соответственно координата и скорость перемещения ОК в направлении подачи; M - масса комбайна с приведенной массой тяговой цепи; C - коэффициент жесткости последовательно соединенных узла крепления цепи и ЦТО; α - угол падения пласта; V_0 - линейная скорость вращения ведущего элемента (тяговой звезды); E - продольная жесткость ЦТО; $\mu_1(0)$ - свободный член аппроксимирующей зависимости $\mu_1 = f(\dot{x})$; $\mu_1(\dot{x})$ - кинетический коэффициент трения, соответствующий ускоренному движению ОК; $\mu_2(\dot{x})$ - кинетический коэффициент трения, соответствующий замедленному движению ОК.

$$\mu_1(\dot{x}) = 0,463 - 0,603\dot{x} + 0,834(\dot{x})^2; \quad (3)$$

$$\mu_2(\dot{x}) = \mu_1(\dot{x}_{max}); \quad (4)$$

где \dot{x}_{max} - максимальная мгновенная скорость пульса.

На рис. 3 приведены две характеристики $\mu_1 = f(\dot{x})$. Первая аппроксимирует результаты анализа опытов холостого хода и была предложена в работе [5]. Вторая идентифицирована в результате модельных исследований.

Характеристика 2 на рисунке 3 обладает, по сравнению с характеристикой 1, меньшей крутизной и меньшим значением при $V_{п} = 0$, что, видимо, связано с изменением условий опирания комбайна о конвейер при наличии возмущения на исполнительных органах.

Применение при имитационном моделировании предложенной в этой работе характеристики трения 2 показало высокую сходимость с результатами натурных исследований по средним значениям, коэффициентам вариации и нормированным спектральным плотностям исследуемых рабочих процессов, что подтверждает адекватность предложенной модели характеристики трения и ММ ОК в целом.

Ближайшими задачами модельных исследований является выявление закономерностей формирования нагруженности в подсистеме

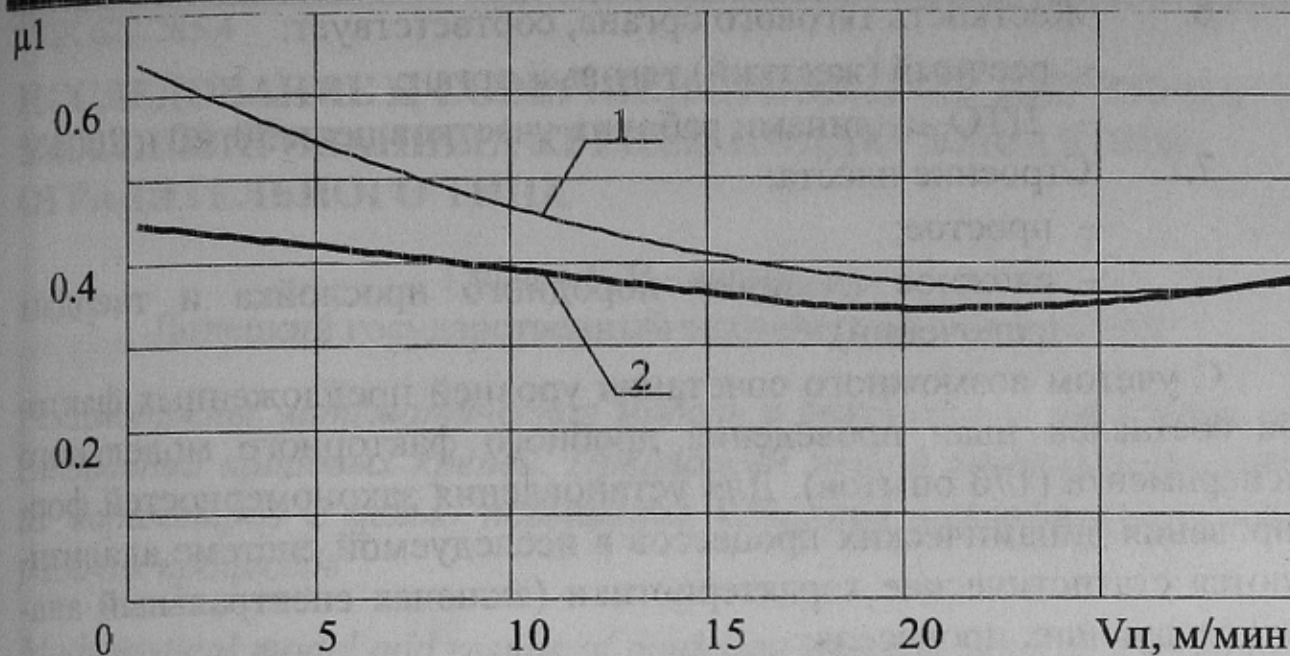


Рисунок 3 – Кинетические характеристики трия для ускоренного движения ОК.

привода исполнительных органов и подсистеме механизма подачи двухдвигательного очистного комбайна с кинематически связанными электродвигателями при повышении средней скорости подачи до уровня 10 – 15 м/мин при отработке пластов средней мощности (класс машин ПУ-13). Исходя из этого спланирован и проведен блок модельных экспериментов. Исследовалось влияние семи факторов, при следующих их уровнях:

1. Мощность приводных электродвигателей:
 - 2x160 кВт;
 - 2x315 кВт.
2. Мощность гидропривода механизма подачи:
 - 15 кВт;
 - 75 кВт.
3. Средняя скорость подачи ОК:
 - 5 м/мин;
 - 10 м/мин;
 - 15 м/мин.
4. Сопrotивляемость пласта резанию в неотжатой зоне:
 - 180 Н/мм;
 - 300 Н/мм.
5. Показатель степени хрупкости угольного пласта:
 - 1,65 (уголь вязкий);
 - 2,8 (уголь хрупкий).

6. Жесткость тягового органа, соответствует:
 - реечный (жесткий) тяговый орган;
 - ЦТО, с длинами рабочих участков цепи 30, 80 и 200м.
7. Строение пласта:
 - простое;
 - сложное (наличие породного прослойка и твердых включений)

С учетом возможного сочетания уровней предложенных факторов составлен план проведения дробного факторного модельного эксперимента (176 опытов). Для установления закономерностей формирования динамических процессов в исследуемой системе анализируются статистические характеристики (включая спектральный анализ) следующих процессов:

1. Крутящие моменты в трансмиссиях ППО и угловые скорости ИО;
2. Электромагнитные моменты и скольжения электродвигателей;
3. Скорость ОК в направлении подачи, усилие подачи, угловая скорость гидродвигателя и давление в напорной гидромагистрале гидровариатора скорости;
4. Составляющие векторов внешнего возмущения на ИО и суммарные мгновенные толщины стружек на опережающем и отстающем шнеке.

Результаты анализа позволят прогнозировать нагруженность силовых подсистем ОК и наметить пути повышения надежности объекта исследования при высоких уровнях энерговооруженности и производительности.

Список источников.

1. Гуляев В.Г., Жуков К.В. Математическая модель для имитационного моделирования функционирования системы «очистной комбайн – забой» // Горный информационно-аналитический бюллетень – Москва: МГГУ, 2000, №4, с 129-132.
2. Гуляев В.Г., Жуков К.В. Некоторые результаты имитационного моделирования системы «очистной комбайн – забой» // Труды Донецкого государственного технического университета. Выпуск 16, серия горно-електромеханическая – Донецк: ДонГТУ, 2000, с. 84 - 91.
3. Гуляев В.Г. Научные основы оптимизации динамических свойств очистных комбайнов демпфирующими устройствами. – Дис...докт.техн.наук. – Донецк, 1985. – 474 с.
4. Горбатов П.А. Теория функционирования и совершенствование очистных комбайнов как нелинейных динамических систем – Дис...докт.техн.наук. – Донецк, 1991. – 552 с.
5. Гуляев В.Г., Жуков К.В. Определение кинетической характеристики трения очистного комбайна с цепным тяговым органом // Науковий вісник НГА України - Днепропетровск: НГАУ, 1999, №2, т.6, с. 54-57.