

УДК 622.232

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ МАКСИМАЛЬНЫХ НАГРУЗОК В ПОДСИСТЕМАХ ПРИВОДА ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ ПРИ ПРОРЕЗАНИИ ТВЕРДЫХ ВКЛЮЧЕНИЙ

П.А. Горбатов, докт. техн. наук, проф.,

М.В. Перинский, магистрант

Донецкий национальный технический университет

Рассмотрены основные характеристики твердых включений. Для очистных комбайнов выполнен сравнительный анализ известных и возможных методов прогнозирования максимальных нагрузок на исполнительных органах и в подсистемах их привода, формирующихся при прорезании твердых включений.

The main characteristics of solid inclusions. For shearers The comparative analysis of known and possible methods of predicting maximum loads by the Executive bodies and in the subsystems of the drive, formed during cutting of solid inclusions.

Розглянуті основні характеристики твердих включень. Для очисних комбайнів виконаний порівняльний аналіз відомих і можливих методів прогнозування максимальних навантажень на виконавчих органах та в підсистемах їх приводу, які формуються при прорізуванні твердих включень.

Как известно [1-6 и др.], максимальные значения пиковых нагрузок на рабочем инструменте и в силовых подсистемах очистных комбайнов формируются при встрече исполнительного органа (ИО) с твердыми включениями (ТВ). Эти нагрузки весьма отрицательно влияют на параметры надежности очистных комбайнов (ОК), имеющих жесткие габаритные ограничения для силовых узлов. Так например, в работе [4] указывается, что отказы из-за поломок элементов трансмиссий ОК достигают 10-15 % от общего числа отказов.

Поэтому корректное прогнозирование рассматриваемых нагрузок и эффективности их снижения при встройке виброзащитных устройств с рациональными параметрами на стадии проектирования этих машин, как представляется, следует отнести к числу актуальных задач.

В настоящей работе представлен критический анализ известных и возможных методов прогнозирования максимальных нагрузок на ИО и в подсистемах их привода, прежде всего в механической части этих подсистем, как при отсутствии, так и при наличии виброзащитных устройств.

Рассмотрим основные характеристики твердых включений и особенности определения максимальных нагрузок при прорезании их резцовым инструментом.

По минералогическому составу выделяют три типа ТВ, отличающихся физико-механическими свойствами и характером разрушения при резании [1,3,5,6]:

- карбонатные (основные конкрециообразователи – кальцит, анкерит, сидерит и доломит в различных сочетаниях [7]) с оценкой математического ожидания временного сопротивления сжатию $\bar{\sigma}_{сж} = 140 \text{ МПа}$;

- пиритные (серный колчедан) с $\bar{\sigma}_{сж} = 240 - 265 \text{ МПа}$;

- карбонатно-пиритные с $\bar{\sigma}_{сж} = 17 - 180 \text{ МПа}$.

Распространены ТВ с линзообразной формой, близкой к эллипсоиду вращения [5,8].

В результате исследований на основе натуральных экспериментов, выполненных учеными ИГД им. А.А. Скочинского [1,2,5,6], установлено нижеследующее.

Наиболее вероятным является контактирование с ТВ одного резца на исполнительном органе очистного комбайна. Вероятность прорезания ТВ при средней толщине стружки $h_{ср}$ значительно выше, чем при h_{max} [6].

Наибольшие максимальные нагрузки на резцовом инструменте формируются при наиболее часто встречающемся центральном прорезании ТВ, когда резец контактирует с ним всеми своими гранями. Ниже максимальные нагрузки при вырыве (0,3-1 от вышеуказанных) и краевом прорезании ТВ (0,2-0,9).

Карбонатные, а также пиритные ТВ разрушаются, как правило, несколькими крупными сколами, причем наибольшие нагрузки – при сколе первого крупного элемента; карбонатно-пиритные ТВ обычно разрушаются путем одного крупного скола (рис. 1, [1]).

При прочих равных условиях максимальные нагрузки:

- при центральном прорезании карбонатно-пиритных ТВ примерно такого же уровня, как при резании карбонатных;

- при разрушении пиритных ТВ в среднем в 1,5-1,7 раза выше, чем карбонатных и карбонатно-пиритных.

В Донбассе распространены преимущественно карбонатные и карбонатно-пиритные ТВ, а также встречаются пиритные [5]. Характерные для Донецкого бассейна параметры ТВ следующие: площадь поперечного сечения $S = (5 - 150) \text{ см}^2$, причем с наибольшей

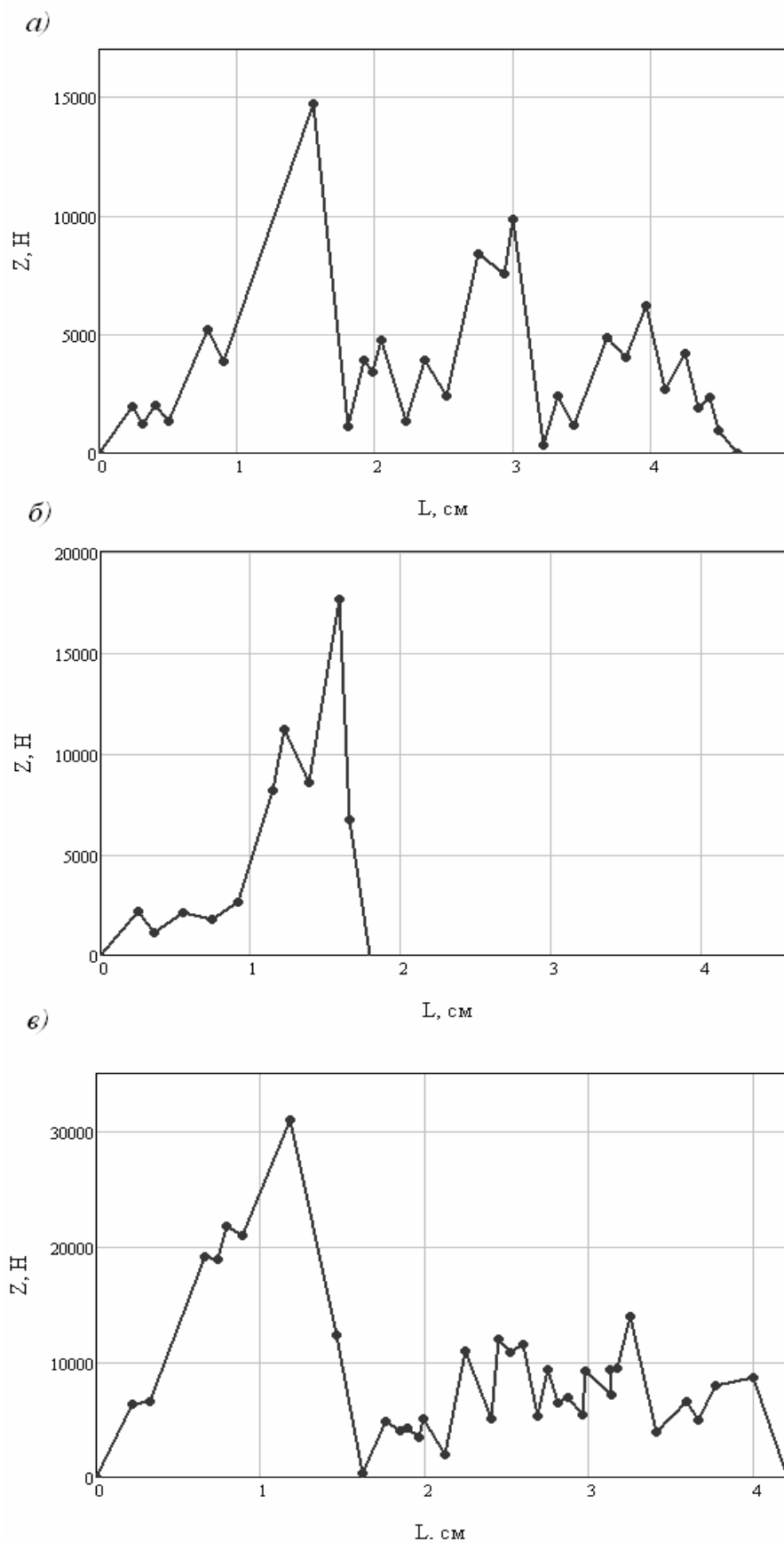


Рисунок 1 – Типичные осциллограммы усилий резания Z на резце при центральном прорезании твердых включений: а) карбонатных; б) карбонатно-пиритных; в) пиритных

вероятностью (52%) $S = (5 - 50) \text{ см}^2$; длина $l = (5 - 25) \text{ см}$ (экспоненциальный закон распределения); мощность $m = 1 - 6 \text{ см}$ (как правило, закон распределения Вейбулла); удельное содержание ТВ (0,1-2,6)% ; количество включений на 100 метров длины лавы (10-120) шт. [5,8,9].

Для прогнозирования максимальных нагрузок на ИО, в подсистемах их привода, а также в других силовых подсистемах ОК возможно использование следующих методов.

I. Имитационное моделирование динамического функционирования подсистем привода исполнительного органа (ПИО), взаимодействующих с другими подсистемами ОК, при прорезании исполнительным органом ТВ, расположенного в угольном массиве.

I.1. На основе моделирования напряженно-деформированного состояния среды «ТВ - прилегающий угольный массив», взаимодействующей с резцом, с помощью трехмерных моделей и метода конечных элементов.

К сожалению, известных работ в этом направлении в настоящее время нет. В качестве основных сдерживающих факторов здесь можно отметить следующие:

- для разработки корректных виртуальных моделей необходимо получение более углубленных знаний в области математического описания механизма и критерия разрушения, моделирования начальных неоднородностей, обоснования рациональных конечно - элементных сеток и граничных условий, а также ряда других вопросов;

- высокая стоимость лицензированных программных продуктов, которые по своим возможностям могут обеспечить решения рассматриваемой задачи (например современных систем и технологий MSC Software Corporation);

- отсутствие целевого финансирования необходимого уровня соответствующих научных подразделений со стороны государства и частных предприятий.

I.2. На основе задания возмущающего воздействия на ИО в виде представительного для рассматриваемого ОК среднего уровня нагрузки на орган M_{cp} и наложенного на этот уровень процесса формирования нагрузки на резец, зафиксированного в результате натуральных экспериментов при прорезании ТВ.

При этом подходе предполагается использование уже имеющегося материала при его наличии или необходимо проведение натуральных экспериментов, что требует соответствующих финансовых ресурсов.

II. Использование для оценочных расчетов методики руководящего документа [10], базирующегося на результатах работ ИГД им. А.А. Скочинского [1,3,5,6] и собственных исследований ГП «Донгипроуглемаш».

В этих работах рассматривают максимальные пиковые нагрузки на резце Z_n и Y_n , формирующихся в процессе отделения первого крупного элемента карбонатных ТВ на участке пути $l_{ск1}$, и среднепиковые усилия \bar{Z}_n и \bar{Y}_n на всем пути резания $L_{н.ск}$, рис.2 [3]. Для определения указанных усилий предложены соответствующие эмпирические зависимости.

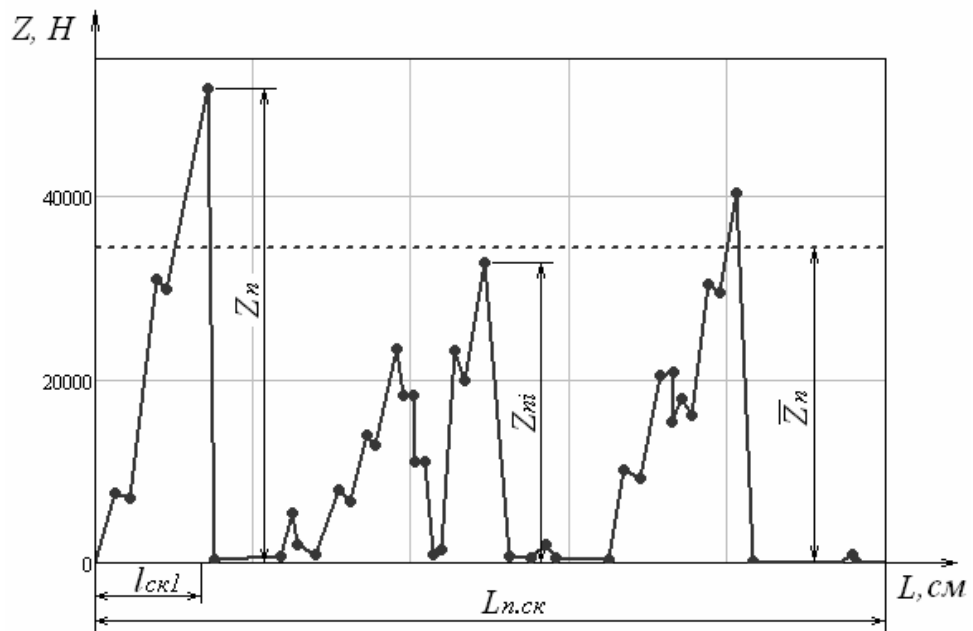


Рисунок 2 – Характерная осциллограмма усилия резания Z на резце при центральном прорезании карбонатного твердого включения.

Для пиритных ТВ значения, рассчитанные по указанным зависимостям, следует увеличить в среднем в 1,6 раза.

Результаты рассматриваемых исследований обобщены в виде отраслевого стандарта ОСТ 12.44.093-77, который впоследствии был преобразован в руководящий документ [10]. При этом для прочностных расчетов трансмиссий подсистем приводов ИО максимальные значения пиковой силы резания на резце при прорезании ТВ предложено определять по формуле:

$$Z_{н.ск.маx} = \bar{Z}_n \cdot (1 + 3\nu_{ск}), H,$$

где \bar{Z}_n - величина среднепиковой силы при прорезании карбонатных ТВ;

$$\nu_{ск} = \frac{5000}{\bar{Z}_n} + 0,15 - \text{коэффициент вариации усилия } \bar{Z}_n.$$

Вышерассмотренные экспериментальные исследования выполнены достаточно давно. При этом исследовались нагрузки при центральном прорезании карбонатных ТВ. В работах [3,6] со ссылкой на исследования Донгипроуглемаша указывается, что:

- для расчета резцов на прочность в качестве исходной следует применять силу Z_n ;

- в трансмиссию угледобывающей машины проходит только часть максимальной пиковой силы – $(0,2 - 0,4)\bar{Z}_n$, если продолжительность ее действия не превышает $0,006 - 0,008$ с; при действии силы Z_n в течении $0,02 - 0,03$ с и более она проходит полностью без дополнительного усиления;

- наиболее опасной нагрузкой для элементов трансмиссии является среднениковая сила \bar{Z}_n , в большинстве случаев проходящая в трансмиссию к исполнительному органу с коэффициентом усиления, равным единице.

- при наличии специальных виброзащитных устройств коэффициент усиления нагрузки рекомендуется принимать по экспериментальным данным.

По нашему мнению, второе и третье положения не являются совершенно очевидными и нуждаются в дополнительных исследованиях. Коэффициенты усиления Z_n и \bar{Z}_n , как представляется, в общем случае могут зависеть от динамических характеристик подсистем ПИО в составе ОК, соотношения периода собственных колебаний этих подсистем и формы и длительности действия максимальных нагрузок (см. также [11]).

С последним положением следует согласиться, однако более оперативным и дешевым способом является установление на этапе проектирования ОК оценок коэффициентов усиления на основе имитационного моделирования с использованием соответствующих математических моделей, обладающих достаточным уровнем адекватности.

III. Использование для оценочных расчетов максимальных нагрузок в редукторах подсистем ПИО ОК со встроенными виброзащитными устройствами (ВЗУ) результатов исследований нашего вуза, базирующихся на натурных [12,2,13] и вычислительных модельных [11,14,15] экспериментах.

Установление представительных параметров нагрузки на резце импульсного характера осуществлялось на основе идентификации параметров откликов – крутящих моментов M в редукторах подсистем

тем ПИО, получаемых при моделировании и зафиксированных при натуральных экспериментах.

Натурные осциллографические исследования откликов-динамических процессов, формирующихся при встрече ИО с ТВ в элементах подсистем ПИО серийного комбайна 1ГШ68 при его эксплуатации в характерных шахтных условиях, выполненных сотрудниками кафедры «Горные машины» под руководством д.т.н. Гуляева В.Г. при непосредственном участии первого автора настоящей публикации [12,2,13]. Ниже приведены основные результаты этих исследований, изложенные в работе [2].

При величине угольного пласта m_3 (сопротивляемость резанию в неотжатой зоне $\bar{A}_p = 206 \text{ кН/м}$; пласт содержал твердые включения колчедана в виде ядер и линз) на фрагментах осциллографических записей моментов M в процессе установившегося режима работы ОК выделяются максимальные пиковые нагрузки. Они характеризуются крутым, линейного характера фронтом нарастания длительностью $\Delta t_M = 0,03 - 0,05 \text{ с}$ с последующим достаточно резким снижением нагрузки после разрушения ТВ, после чего процессы M имеют вид затухающих колебаний (см. в качестве примера рис.3).

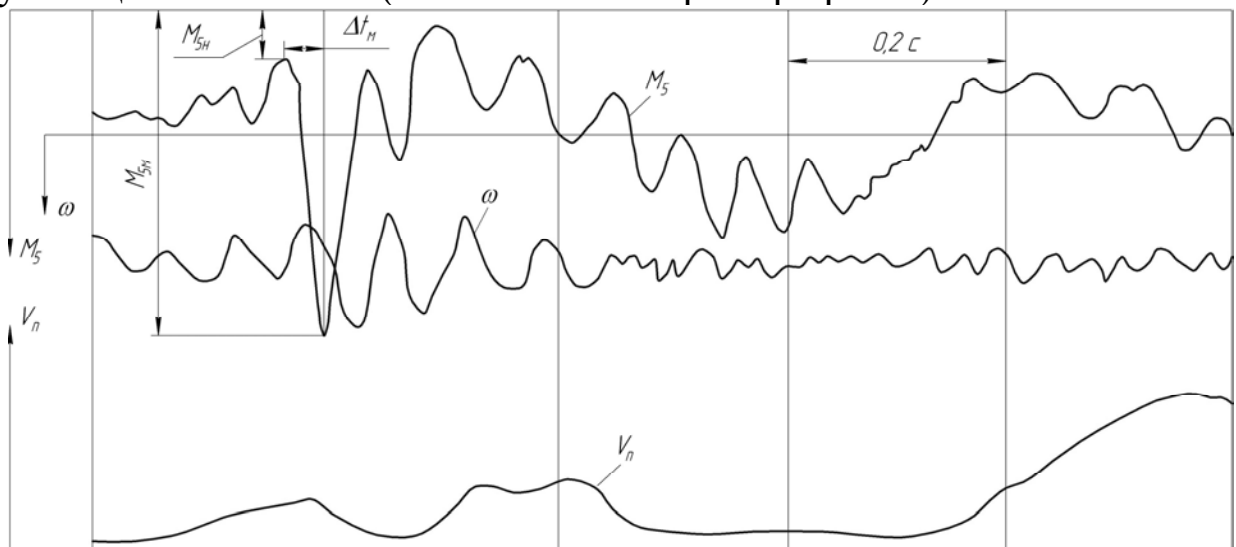


Рисунок 3 – Фрагмент осциллографической записи процессов M_5 , ω и V_n .

На рис. 3 обозначены: M_5 - крутящий момент на валу опережающего ИО; ω - угловая скорость этого вала; V_n - скорость подачи ОК.

В результате обработки данных экспериментальных исследований установлены оценочные значения средней величины коэффициента линейной жесткости внешнего сопротивления (ТВ) $C_{те} = 1210 \text{ кН/м}$ и диапазон его изменения – (755 - 1960) кН/м [2].

В [11,15] при разработке расчетных схем и соответствующих им математических моделей динамического функционирования подсистем ПИО в режимах формирования пиковых нагрузок на резце приняты следующие основные подходы и допущения.

1. В качестве представительного принято значение $C_{mv} = 1,2 \cdot 10^6 \text{ Н}^{-1} \text{ м}^{-1}$.

2. Динамическая характеристика электродвигателя описана нелинейной зависимостью, предложенной В.Венцке [16].

3. Расчетные схемы механических частей ПИО представлены в виде двух сосредоточенных главных масс, соединенных между собой:

- при отсутствии ВЗУ – упруго-диссипативной связью (в линейной постановке), отражающей одноименные динамические характеристики трансмиссии;

- при наличии ВЗУ – вышеуказанной связью, относящейся к трансмиссии, и последовательно соединенной с ней упруго-диссипативной связью, характеризующей участок ВЗУ. При этом на рабочем участке ВЗУ (до запираания устройства) последняя связь представлена в линейной постановке, а при запираании ВЗУ коэффициент жесткости устройства принят равным бесконечности.

При решении вышеуказанной задачи идентификации установлено [11], что максимальные пиковые нагрузки на резце (силы резания Z) в первом приближении могут быть представлены в виде одиночного (соответствует карбонатно-пиритным ТВ) треугольного импульса с затянутым передним фронтом и вертикальным задним фронтом длительностью:

$$\tau_u = Z_{n.ck.max} C_{mv}^{-1} \cdot V_p^{-1} \cdot c,$$

где V_p - скорость резания, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$.

При выполнении модельных исследований на основе изложенных выше исходных данных применительно к подсистемам ПИО состроенными ВЗУ получены следующие основные результаты [11,14,15,17,18].

1. При пиковых возмущениях нагруженность элементов редуктора определяется соотношением динамических параметров механической части подсистем ПИО и параметров возмущающего импульса, в первую очередь, соотношением τ_u/T_c (T_c - период собственных колебаний механической части подсистемы).

2. При $\tau_u/T_c \geq 0,5$ коэффициент динамичности $K_d = M_d \cdot M_{ck}^{-1}$ близок к единице. Здесь M_d и $M_{ck} = 0,5 \cdot Z_{n.ck.max} \cdot D_u \cdot u_p^{-1}$ - приве-

денный к валу электродвигателя динамический момент в трансмиссии и максимальное значение момента сил сопротивления на ИО, обусловленное прорезанием резцом ТВ; u_p - передаточное число редуктора.

При $\tau_u/T_c < 0,5$ в зависимости от соответствующих условий, отражающих значения динамических характеристик подсистемы и параметров импульса, возможны следующие режимы работы ВЗУ:

- работа устройства без запираций (I);
- запирание устройства во время импульса (II);
- запирание устройства после окончания импульса (III).

3. Наиболее эффективна работа ВЗУ без запираций. При этом K_δ тем ниже, чем меньше коэффициент жесткости устройства.

4. Диссипативные свойства ВЗУ при их описании в линейной постановке с точки зрения влияния на нагруженность элементов редуктора:

- при работе без запираций практически не оказывают влияния;
- при работе с запирающим играют положительную роль.

Следует также отметить, что на основе модельных исследований [11,14,15] на базе упрощенной (по сравнению с вышеизложенной) математической модели разработана инженерная методика [17,18]. Эта методика позволяет определять на стадии проектирования оценочные значения M_δ как при наличии ВЗУ, так и при его отсутствии.

Рассмотренный метод прогнозирования учитывает динамические свойства подсистем ПИО, нелинейности упругих параметров ВЗУ, форму импульса нагрузки на резце, характерную для карбонатно-пиритных ТВ, и оценку среднего значения коэффициента $C_{тв}$ (по данным ДПИ). Вместе с тем представляется целесообразным развитие последнего метода, обеспечивающего прогнозирование максимальных нагрузок в подсистемах ПИО и установление рациональных параметров ВЗУ на стадии проектных работ, прежде всего, в следующих направлениях.

1. Рассмотрение в составе математических моделей подсистем ПИО нелинейной (типа рессорного трения) диссипативной характеристики ВЗУ, как правило, присущей виброзащитным устройствам механического типа [19] и наиболее полной модели функционирования двигателя на базе уравнений Парка-Горева.

2. Исследование динамических процессов при прорезании резцом ТВ не одним, а несколькими крупными сколами, что свойственно

для карбонатных, а также для более опасных, с позиций пиковых нагрузок, пиритных включений, присущих шахтопластам Донбасса.

Для решения этой задачи в качестве импульсной внешней нагрузки на ИО при имитационном моделировании можно использовать (до получения собственных результатов натуральных экспериментов) осциллографические записи максимальных нагрузок на резце, полученные в функции пути резца в ИГД им. А.А. Скочинского при центральном прорезании представительных по характеристикам и расположению и разных по минералогическому составу ТВ.

В этом случае, как представляется, будет иметь место более высокая представительность параметров импульсной нагрузки на резце (характера изменения, длительности действия). Это объясняется следующим. При идентификации параметров импульсов на основе осциллографических записей откликов максимальных нагрузок (крутящих моментов) в трансмиссиях имеет место большой разброс $C_{тв}$ и остаются неизвестными: тип ТВ и следовательно, его физико-механические свойства; тип прорезания (центральное, краевое, вырыв); форма, размеры и расположение ТВ.

3. При этом наибольший интерес представляет рассмотрение ВЗУ с заложенными при проектировании параметрами, обеспечивающими их работу без запираций. При этом предполагается эффективное использование метода компромиссных решений для смягчения антагонистичности требований к упругим элементам ВЗУ с позиций их упругих и прочностных характеристик.

При прогнозировании эффективности ВЗУ в случае его работы с запирациями представительность положения о постоянстве уровня среднего момента M_{cp} даже для ОК с реализацией минимального варианта автоматизации следует оценить как недостаточно высокую. Так например, для ОК нового поколения КДК 500 «коридор» поддержания подсистемой автоматизации стабильного уровня заданной мощности P_{cp} электродвигателя подсистем ПИО (а, значит, и момента M_{cp}) соответствует $\pm 10\%$ от P_{cp} .

Выполненный анализ с раскрытием сильных и слабых сторон рассмотренных методов и формулировкой направлений их развития может быть использован при создании новых и совершенствовании существующих методов прогнозирования максимальных нагрузок в подсистемах ПИО с альтернативными структурно-параметрическими решениями.

Список источников.

1. Албул И.Н. Характер разрушения и максимальные нагрузки при резании твердых включений инструментами // Научные сообщения ИГД им. А.А. Скочинского. Выпуск 140. – М.: 1976. – С.31-38.
2. Гуляев В.Г. О формировании максимальных пиковых нагрузок в системе двухдвигательного привода угледобывающего комбайна // Разработка месторождений полезных ископаемых. – Киев: Техника, 1976. – С.93-97.
3. Позин Е.З., Меламед В.З., Албул Н.Н. Определение максимальных нагрузок на инструментах исполнительных органов угледобывающих машин // Научные сообщения ИГД им. А.А. Скочинского. Выпуск 163 – М.: 1978. – С.16-25.
4. Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я., Статистическая динамика горных машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 239с.
5. Моделирование разрушения углей режущими инструментами / Е.З. Позин, З.Я. Хургин В.Е. Бурдин и др. – М.: Наука, 1981. – 181с.
6. Позин Е.З., Меламед В.З., Тон В.В. Разрушение углей выемочными машинами. – М.: Недра, 1984. – 228с.
7. Геофизические методы изучения геологии угольных месторождений / В.В. Гречухин и др. – М.: Недра, 1995. – 477с.
8. Кунтыш М.Ф. Типизация твердых включений и их распределение в угольных пластах // Научные сообщения ИГД им. А.А. Скочинского. Выпуск 118. – М.: 1974. – С.15-21.
9. КД 12.10.040-99. Комбайны очистные. Методика выбора параметров и расчета сил резания и подачи на исполнительных органах. – Донецк: МУП Украины, 1999.– 75с.
10. КД 12.10.042-99. Комбайны очистные. Методика расчета максимальных нагрузок в трансмиссиях. – Донецк: МУП Украины, 1999. – 9с.
11. Мотин Н.Н. Снижение пиковых нагрузок в системе привода исполнительных органов очистных комбайнов. – Автореф. дис.... канд. техн. наук. - Донецк, 1992. – 20 с.
12. Гуляев В.Г., Костюкевич Ф.В., Горбатов П.А. Исследование нагрузок в узлах двухдвигательного комбайна 1ГШ68 // Горные машины и автоматика. – М.: ЦНИЭИуголь, 1974. - №3. – С.6-8.
13. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов / Г.В. Малеев, В.Г. Гуляев, Н.Г. Бойко, П.А. Горбатов, В.А. Межаков. – М.: Недра, 1988. – 368с.
14. Гуляев В.Г., Горбатов П.А., Мотин Н.Н. Основы разработки эффективных виброзащитных устройств для очистных комбайнов // Изв.вузов. Горн.журн. – 1994. - №3. – С.100-102.
15. Гуляев В.Г., Горбатов П.А., Мотин Н.Н. Исследование динамических свойств подсистем приводов исполнительных органов очистных комбайнов с виброзащитными устройствами // Изв.вузов. Горн.журн. – 1996. - №1. – С.105-110.
16. Гуляев В.Г., Горбатов П.А., Мотин Н.Н. Сравнение моделей динамических процессов в асинхронных двигателях горных комбайнов // Изв.вузов. Горн.журн. – 1983. - №5. – С.92-97.
17. СТП-50-0136-90 Комбайны очистные. Система привода исполнительных органов с виброзащитными устройствами. Расчет максимальных нагрузок. Методика // Горловский машзавод им. Кирова; Руководители В.Г. Гуляев и П.А. Горбатов. – Горловка, 1990. - 16с.
18. Гуляев В.Г., Горбатов П.А., Мотин Н.Н. Определение максимальных нагрузок в подсистемах приводов комбайнов с виброзащитными устройствами // Уголь Украины. – 1995. - №12. – С. 47-48.
19. Горбатов П.А., Гуляев В.Г., Костюкевич Ф.В. Динамические свойства нелинейной системы привода угледобывающего комбайна с демпфирующим устройством // Изв.вузов. Горн.журн. – 1978. - №2. – С.127-130.