

УДК 622.232.7

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ С АКСИАЛЬНЫМИ КОРОНКАМИ НА ОСНОВЕ РЕГУЛЯТОРА НАГРУЗКИ В СИСТЕМЕ ПОДАЧИ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА

Шабаев О.Е., канд. техн. наук, доц., Семенченко А.К., докт. техн. наук, проф., Хиценко Н.В., канд. техн. наук, доц., Семенченко Д.А., канд. техн. наук, доц., Степаненко Е.Ю., м.н.с., Донецкий национальный технический университет

Разработана математическая модель проходческого комбайна с регулятором нагрузки, выполнены модельные исследования разрушения горного массива с различными параметрами регулирования и оценка их влияния на ресурс проходческого комбайна.

The authors worked out a mathematic model of a heading machine with load regulator, conducted a model testing of rock mass destruction with different regulation parameters and estimated their influence on heading machine resource.

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. Современное состояние угольной отрасли Украины характеризуется все возрастающей интенсификацией нагрузки на очистной забой шахты, что предполагает необходимость своевременной подготовки новых очистных забоев. На сегодняшний день основным способом проведения подготовительных выработок является комбайновый. Особенность условий работы проходческих комбайнов (ПК) заключается в наличии разброса прочностных характеристик разрушаемых пород даже в пределах одного забоя, что объясняется его сложной структурой, то есть наличием разрушаемых в пределах одного цикла обработки забоя пластов различной крепости. Вследствие этого задача повышения технического уровня проходческих комбайнов для работы в условиях переменной прочностной структуры разрушаемого массива становится все более актуальной.

Анализ исследований и публикаций. Тенденция развития сложных энергомеханических систем, к которым относятся ПК, характеризуется ростом доли интеллектуальных систем управления в технических объектах [1]. Математическое моделирование функционирования ПК может быть наиболее эффективно реализовано на основе

системного представлення о ПК как о совокупности взаимосвязанных функционально законченных элементов (ФЗЭ), каждый из которых описывается частной математической моделью (ММ) [2]. Для проведения исследований по разрушению массива переменной прочностной структуры может быть применена известная из работы [3] структура металлоконструкций ПК, изображенная на рис. 1.

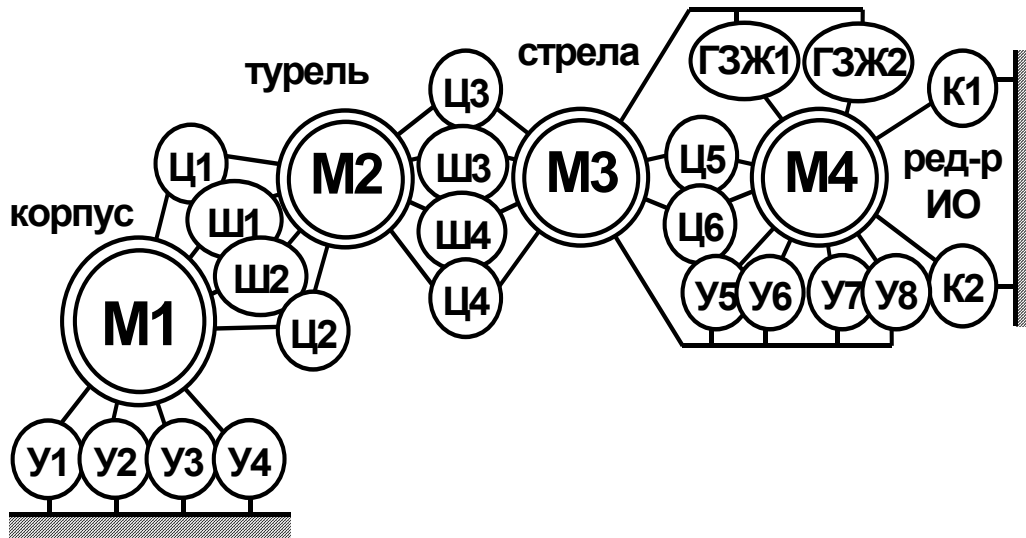


Рисунок 1 – Структура металлоконструкции ПК

Постановка задачи. Цель исследования – оценить эффективность регулятора нагрузки в системе подачи исполнительного органа ПК на ресурс его силовых систем.

Изложение материала и результаты. В качестве объекта исследования был принят ПК с аксиальной коронкой типа КПД.

Необходимость в регулировании нагрузки на привод ИО возникает из-за широкого спектра условий эксплуатации комбайна и производится с целью максимального использования установленной мощности как одного из условий достижения максимальной производительности. Различают следующие способы регулирования нагрузки на двигатель привода исполнительного органа [4]:

1. По количеству изменяемых режимных параметров различают два способа регулирования – «чистый» (нагрузка регулируется изменением одного параметра) и комбинированный (нагрузка регулируется изменением нескольких параметров);

2. По способу изменения регулирующих параметров различают плавное, ступенчатое и смешанное регулирование.

Анализ возможных способов регулирования нагрузки на двигатель привода ИО ПК, выполненный в работе [4] показал, что одним

из наиболее перспективных является плавное регулирование путем изменения скорости подачи исполнительного органа ПК при разрушении горного массива переменной прочностной структуры. Это может быть достигнуто за счет внедрения в привод подачи ПК регулятора нагрузки – блока, стабилизирующего нагрузку привода резания путем изменения подачи жидкости через насос за счет изменения его производительности. Структура привода комбайна с применением регулятора нагрузки приведена на рис. 2.

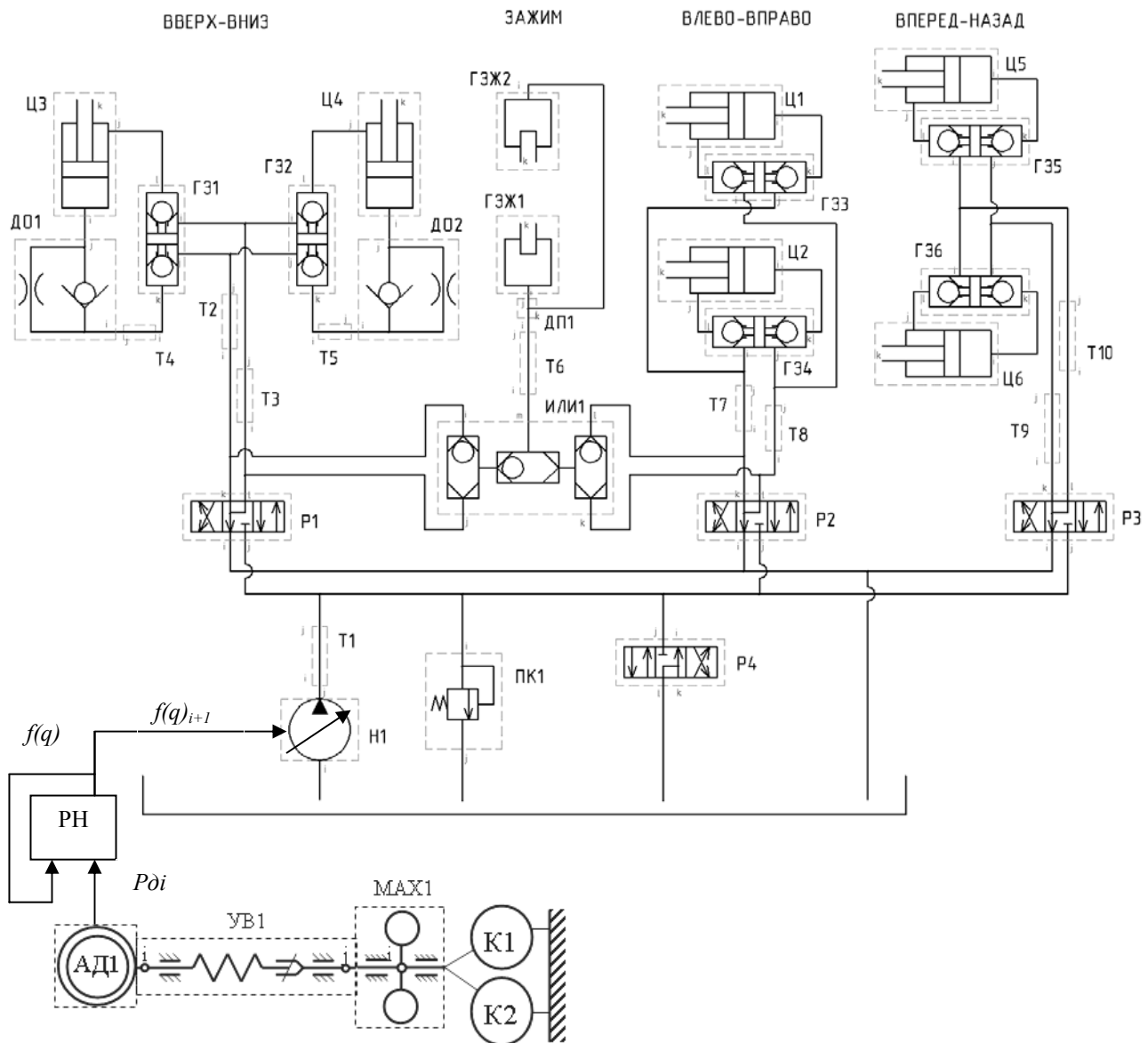


Рисунок 2 – Структура привода комбайна с применением регулятора нагрузки

Регулятор нагрузки как ФЗЭ реализует связь приводного двигателя и насоса и выполняет функцию сравнения фактической мощно-

сти, розвиваємою двигателем в текущий момент времени, с номинальной для данного режима работы комбайна мощностью двигателя привода резания. В результате сравнения регулятор нагрузки вырабатывает сигнал для насоса, позволяющий варьировать значение коэффициента его регулирования в пределах от 0 до 1 в зависимости от разности мощностей.

Математическая модель ФЗЭ «регулятор нагрузки» может быть представлена в виде:

$$f(q)_{i+1} = f(q)_i + \Delta t \cdot (V_{f0} + k \cdot |P_{ном} + P_{\partial i}|) \cdot \text{sign}(P_{ном} - P_{\partial i}), \quad (1)$$

где $f(q)_{i+1}$, $f(q)_i$ – значения коэффициента регулирования насоса на следующем ($i+1$) и текущем (i) шагах моделирования; Δt – шаг моделирования; V_{f0} – постоянная скорости изменения коэффициента регулирования; k – коэффициент пропорциональности между скоростью изменения коэффициента регулирования и разностью номинальной и фактически развиваемой мощностей двигателя привода резания; $P_{ном}$ – номинальная (для данного режима работы комбайна) мощность двигателя привода резания; $P_{\partial i}$ – мощность, развиваемая двигателем привода резания на текущем шаге моделирования.

Математическая модель регулятора нагрузки как ФЗЭ:

$$\bar{Y} = f(\bar{X}, \bar{P}),$$

где $\bar{Y}\{f(q)_{i+1}\}$ – выходной вектор; $\bar{X}\{P_{\partial i}, f(q)_i\}$ – входной вектор; $\bar{P}\{P_{ном}, V_{f0}, k\}$ – вектор параметров регулятора нагрузки.

Для оценки эффективности применения регулятора нагрузки целесообразно рассматривать полный рабочий цикл обработки забоя, который включает в себя различные режимы разрушения в определенной последовательности. Поэтому для последующего анализа влияния регулятора нагрузки на эффективность работы ПК был составлен характерный полный рабочий цикл обработки забоя арочного сечения (ширина – 4,6 м, высота – 3,2 м), приведенный на рис. 3. Это позволило учесть последовательность и длительность (весомость) различных режимов разрушения забоя при формировании накопленной повреждаемости в элементах конструкции, энергоемкости и скорости износа в шарнирах и направляющих.

С целью воссоздания полного рабочего цикла был разработан план вычислительного эксперимента (табл. 1), который предусматривает реализацию основных режимов разрушения забоя ИО: фронтальной зарубки, боковых резов вправо и влево, вертикальной зарубки вверх с наиболее характерными параметрами среза для забоя сложной структуры, включающего породные прослойки различной прочности – 100 и 500 МПа.

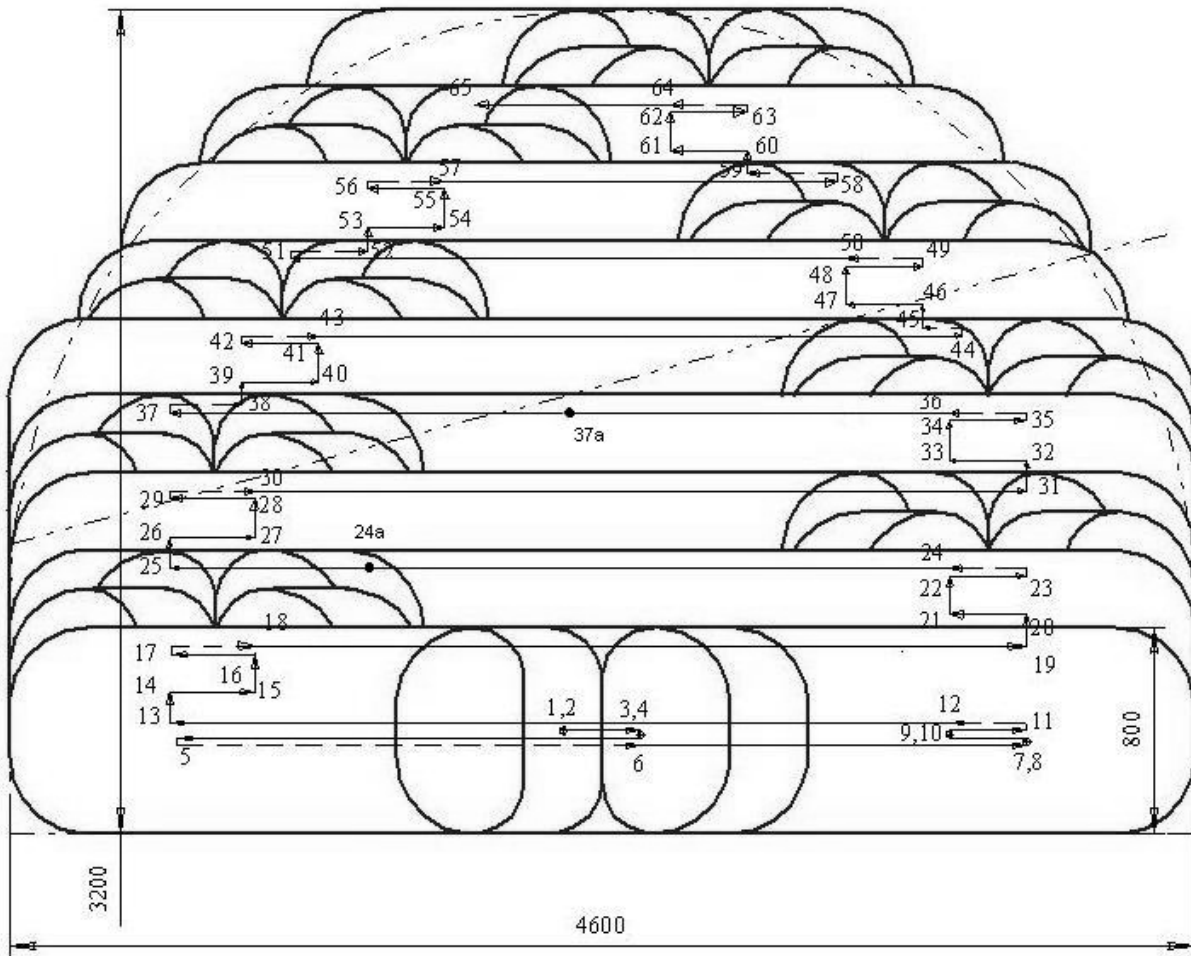


Рисунок 3 – Расчетная схема обработки забоя

В каждом опыте регистрировались мгновенные значения следующих величин:

- реакции в шарнирах подъема ($F_{ш3}, F_{ш4}$) и поворота ($F_{ш1}, F_{ш2}$) исполнительного органа;
- реакции цилиндров подъема ($F_{ц3}, F_{ц4}$), поворота ($F_{ц1}, F_{ц2}$) и выдвижения ($F_{ц5}, F_{ц6}$) исполнительного органа;
- момент в трансмиссии $M_{тр}$;
- мощность, развиваемая двигателем привода исполнительного органа $P_{дв}$.

Таблиця 1 – План вычислительного эксперимента

№ опыта	Режим разрушения				Номер серии опытов**				
	Вид режима*	В, м	ΔH , м	p_k , МПа	I	II	III	IV	V
1	ФЗ	-	0,8	100	x	x	x	x	x
2	БРП	0,3	0,8	100	x	x	x	x	x
3	БРЛ	0,3	0,8	100	x	x	x	x	x
4	ВЗ	0,6	0,3	100	x	x	x	x	x
5	БРП	0,6	0,3	100	x	x	x	x	x
6	БРЛ	0,6	0,3	100	x	x	x	x	x
7	БРЛ	0,6	0,3	100-500	x	x	x	x	x
8	ВЗ	0,6	0,3	500	x	x	x	x	x
9	БРП	0,6	0,3	500	x	x	x	x	x
10	БРЛ	0,6	0,3	500	x	x	x	x	x

* *Аббревиатуры режимов:* ФЗ, ВЗ – фронтальная и вертикальная (вверх) зарубка; БРП, БРЛ – боковой рез вправо и влево (ориентация разрушаемого массива – пачка находится сверху).

** *Различным сериям опытов* соответствуют следующие значения скорости изменения коэффициента регулирования насоса: I - $V_{f0} = 0 \text{ с}^{-1}$ (регулирование отсутствует); II - $V_{f0} = 0,03 \text{ с}^{-1}$; III - $V_{f0} = 0,1 \text{ с}^{-1}$; IV - $V_{f0} = 0,3 \text{ с}^{-1}$, V - $V_{f0} = 1,0 \text{ с}^{-1}$.

Помимо указанных величин, проводилась запись нагрузок, скоростей и координат других элементов конструкции для обеспечения возможности последующего анализа напряженно-деформированного состояния и ресурса металлоконструкций комбайна.

Согласно плана вычислительного эксперимента были проведены модельные исследования с последующей компоновкой нагрузок в пределах полного цикла разрушения забоя. В качестве примера на рис. 4 приведены фрагменты реализаций модельного эксперимента, полученные в пределах полного цикла обработки забоя для реакции в шарнире Ш1 (см. рис.1) (IV серия опытов).

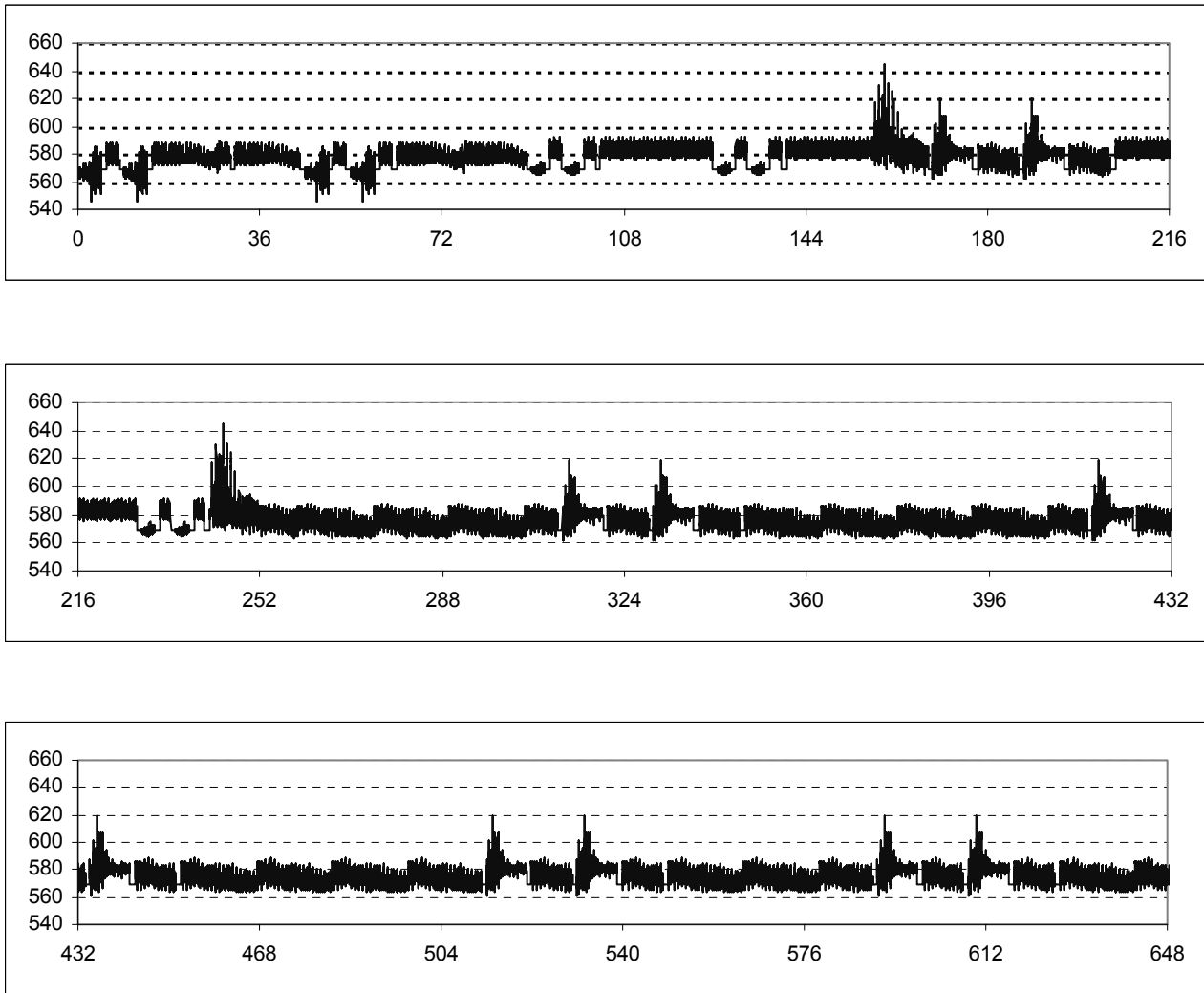


Рисунок 4 – Изменение реакции в шарнире Ш1 в пределах полного цикла разрушения забоя

Обработка регистрируемых величин предусматривала получение средних, максимальных значений и среднеквадратических отклонений реакций, момента и мощности для каждого опыта.

В результате модельных исследований режима бокового реза при разрушении породы на переходном участке забоя со 100 на 500 МПа в I (при отсутствии регулирования) и IV сериях опытов согласно плана эксперимента установлено, что изменение скорости регулирования от 0 до $0,3\text{с}^{-1}$ приводит к:

- снижению математического ожидания (МО) мощности двигателя в 2;
- максимального значения мощности в 2,5;
- неравномерности нагрузки на двигатель в 3 раза;

- снижению МО момента в трансмиссии в 2 раза; максимального значения момента в трансмиссии в 2,5; неравномерности нагрузки в 3 раза;
- снижению МО реакций в шарнирах поворота в 1,1 раза; максимального значения этих реакций в 1,2 раза; неравномерности нагрузки в 3 раза;
- снижению МО реакций в шарнирах подъема в 2 раза; максимального значения этих реакций 2,5 раза и неравномерности нагрузки в 2 раза;
- снижению МО реакций в цилиндрах поворота в 1,3 раза; максимального значения этих реакций в 2 раза; неравномерности нагрузки в 3 раза;
- снижению МО реакций в цилиндрах подъема до 2-х раз; максимального значения этих реакций в 2 раза; неравномерности нагрузки в 2 раза;
- снижению МО реакций в цилиндрах выдвижения ИО от 0 до 2,5 раз; максимального значения этих реакций в 1,5-3 раза; неравномерности нагрузки в 3-7 раз.

В качестве критерия оценки ресурса машины могут быть использована накопленная повреждаемость в элементах конструкции за полный цикл работы ПК [1], которые определяются путем формирования массива реализаций нагрузок в элементах конструкции за цикл обработки забоя с последующей обработкой методом «дождя» [5] и рассчитываются как:

$$НП(F) = \sum_{i=1}^n A_{Fi}^m, \quad (2)$$

где A_{Fi} - i -тая амплитуда нагрузки F ; m – показатель наклона кривой усталости, $m=9$; n – количество амплитуд нагрузки.

Величины A_{Fi} и n определялись методом «дождя» [5].

Для оценки влияния регулятора нагрузки на накопленную повреждаемость (ресурс работы машины) сравнивались результаты серий опытов II-IV (с различными скоростями регулирования нагрузки) в соотношении с результатами серии I (без регулирования). Относительные значения накопленной повреждаемости в узлах силовых систем комбайна при показателе степени кривой усталости $m=9$ за расчетный цикл обработки забоя для каждой серии опытов приведены в табл. 2.

Таблица 2 - Относительные значения накопленной повреждаемости в узлах силовых систем комбайна

№ п/п		1	2	3	4	5
Скорость регулирования, V_{f0}		0	0,03	0,1	0,3	1
Момент в трансмиссии, $M_{тр}$		1	0,898	0,281	0,012	0
Реакции в шарнирах	$F_{ш1}$	1	0,912	0,302	0,05	0,006
	$F_{ш2}$	1	0,818	0,318	0,051	0,001
	$F_{ш3}$	1	0,891	0,524	0,150	0,021
	$F_{ш4}$	1	0,875	0,504	0,168	0,023
Реакции в цилиндрах	$F_{ц1}$	1	1,001	0,557	0,401	0,344
	$F_{ц2}$	1	0,999	0,495	0,282	0,262
	$F_{ц3}$	1	0,77	0,393	0,101	0,007
	$F_{ц4}$	1	0,748	0,428	0,105	0,008
	$F_{ц5}$	1	0,77	0,393	0,101	0,007
	$F_{ц6}$	1	0,748	0,428	0,105	0,008
Главный вектор сил	F_x	1	1,159	0,583	0,014	0,003
	F_y	1	0,976	0,609	0,337	0,301
	F_z	1	0,935	0,283	0,005	0

Анализ табл. 2 показал, что наличие регулятора нагрузки в структуре ПК в зависимости от изменения скорости регулирования в пределах $0,03-1,0c^{-1}$ повышает ресурс металлоконструкций машины на: 10-100% в трансмиссии; 10-95% в шарнирах подъема и поворота; 0-75% в цилиндрах поворота ($F_{ц1}, F_{ц2}$) и 20-99% в цилиндрах подъема ($F_{ц3}, F_{ц4}$) и цилиндрах выдвигания исполнительного органа ($F_{ц5}, F_{ц6}$); 2-70% на коронке.

Выводы и направление дальнейших исследований.

1. Разработана математическая модель ПК с регулятором нагрузки как функционально законченным элементом, позволяющая описать процесс регулирования нагрузки привода резания ПК путем изменения подачи жидкости через насос в зависимости от приложенной нагрузки. Разработанная математическая модель может быть использована для исследования влияния параметров регулятора нагрузки на формирование нагрузок в силовых системах проходческого

комбайна при разрушении горного массива переменной прочностной структуры.

2. Выполненные модельные исследования позволили установить, что наличие регулятора нагрузки при работе ПК на переходном участке забоя со 100 на 500МПа и скоростью регулирования $0,3\text{с}^{-1}$ приводит:

- к снижению математического ожидания мощности двигателя и момента в трансмиссии в 2 раза; сглаживает максимумы указанных параметров в 2,5 раза и неравномерность нагрузки в 3 раза;

- к снижению математических ожидания, максимумов и неравномерностей реакций, возникающих в шарнирах и гидроцилиндрах ПК.

3. Результаты исследований показали, что наличие регулятора нагрузки позволяет существенно (на 75-100% при скорости изменения коэффициента регулирования $0,3\text{с}^{-1}$) повысить ресурс ПК, так как приводит к снижению накопленной повреждаемости в элементах конструкции машины.

4. Регулятор нагрузки не позволяет в полной мере реализовать сглаживание нагрузок, возникающих в силовых подсистемах ПК при его работе на переходном участке забоя с одной прочности разрушаемой породы на другую, более высокую, что свидетельствует о необходимости проектирования ПК нового технического уровня с интеллектуальной системой управления, то есть при дальнейших исследованиях ПК должен рассматриваться как мехатронный объект..

Список источников.

1. Подураев Ю.В., Кулешов В.С. Принципы построения и современные тенденции развития мехатронных систем // Мехатроника. – 2000. - №1. – С. 5-10.
2. Семенченко А.К., Кравченко В.М., Шабаев О.Е. Многокритериальный синтез горных машин и процесса их восстановления как динамических систем. – Донецк: ДонГТУ, 2002 – 312 с.
3. Семенченко А.К., Шабаев О.Е., Семенченко Д.А., Хиценко Н.В., Мизин В.А. Моделирование рабочего процесса проходческого комбайна с учетом зазоров в системе подвески исполнительного органа // Наукові праці ДонНТУ. - Донецьк: ДонНТУ, 2006. - Вип. 113. - С. 231-237.
4. Семенченко А.К., Шабаев О.Е., Семенченко Д.А., Хиценко Н.В. Перспективы развития проходческих комбайнов // Горная техника 2006. Каталог-справочник. – С-Пб: ООО «Славутич». – С. 8-15.
5. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.

Дата поступления статьи в редакцию: 10.11.08