

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор
КАНТОВИЧ Л.И.

Зам. гл. редактора
ИВАНОВ С.Л.
ЛАГУНОВА Ю.А.

Редакционный совет:

КОЗОВОЙ Г.И.
(сопредседатель)
ТРУБЕЦКОЙ К.Н.
(сопредседатель)
АНТОНОВ Б.И.
ГАЛКИН В.А.
КОЗЯРУК А.Е.
КОСАРЕВ Н.П.
МЕРЗЛЯКОВ В.Г.
НЕСТЕРОВ В.И.
ЧЕРВЯКОВ С.А.

Редакционная коллегия:

АНДРЕЕВА Л.И.
ГАЛКИН В.И.
ГЛЕБОВ А.В.
ЕГОРОВ А.Н.
ЕДЫГЕНОВ Е.К.
ЖАБИН А.Б.
ЗЫРЯНОВ И.В.
КАРТАВЫЙ Н.Г.
КРАСНИКОВ Ю.Д.
КУЛАГИН В.П.
МАХОВИКОВ Б.С.
МИКИТЧЕНКО А.Я.
МЫШЛЯЕВ Б.К.
ПЕВЗНЕР Л.Д.
ПЛЮТОВ Ю.А.
ПОДЭРНИ Р.Ю.
САВЧЕНКО А.Я.
САМОЛАЗОВ А.В.
СЕМЕНОВ В.В.
СТАДНИК Н.И.
СТРАБЫКИН Н.Н.
ХАЗАНОВИЧ Г.Ш.
ХОРЕШОК А.А.
ЮНГМЕЙСТЕР Д.А.

Редакция:

БЕЛЯНКИНА О.В.
ДАНИЛИНА И.С.

Телефоны редакции:

(499) 269-53-97, 269-55-10

Факс (499) 269-55-10

E-mail: gma@novtex.ru

http://novtex.ru/gormash

СОДЕРЖАНИЕ

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Басалай Г.А. Перспективные варианты приводов соосных роторов проходческих комбайнов 2

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Левенсон С.Я., Гендлина Л.И., Глотова Т.Г., Алесик М.Ю., Морозов А.В. Энергосберегающие вибрационные устройства для выпуска связанных материалов из емкостей на предприятиях горной промышленности 8

Кухарь В.Ю. Способ определения параметров сетчатых фильтров технической воды для горно-металлургических предприятий 12

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

Соловьёв Д.Б. Анализ электропотребления угольного разреза при внедрении автоматизированной системы учета электрической энергии . . . 17

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Вержанский А.П., Островский М.С., Шубина Н.Б. Перспективы применения конструкционной керамики в горном машиностроении 21

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Болобов В.И., Бобров В.Л., Талеров М.П., Мишин В.В. К распределению микроструктуры по длине породоразрушающих резцов 26

Набатников Ю.Ф., Сизова Е.И., Белянкина О.В. Зависимость ресурса гидростойки от уровня качества соединений 29

К 75-летию кафедры "Горные машины"

Донецкого национального технического университета

Гуляев В.Г., Семенченко А.К. История кафедры "Горные машины" Донецкого национального технического университета 33

Горбатов П.А. Особенности параллельного проектирования горных выемочных машин новых поколений как энергетических систем мехатронного класса 39

Кондрахин В.П., Косарев В.В., Стадник Н.И. Влияние неравномерности распределения нагрузки между приводами механизма перемещения на производительность очистного комбайна 43

Шабаев О.Е., Семенченко А.К., Хиценко Н.В., Стадник Н.И. Экспериментальные исследования режимов работы исполнительного органа проходческого комбайна 49

Журнал включен в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук, и входит в систему Российского индекса научного цитирования.

УДК 622.232

Г.А. Басалай, ст. преп., БНТУ, г. Минск, Беларусь

E-mail: irgrig@tut.by

Перспективные варианты приводов соосных роторов проходческих комбайнов^{НГ*}

Рассмотрены известные разновидности приводов соосных роторов проходческих комбайнов и предлагаются принципиально новые варианты с использованием спаренных планетарных редукторов, а также схема одномоторного привода.

Ключевые слова: проходческий комбайн, соосные роторы, привод.

G.A. Basalay

Perspective Variants of Rotary Drives of Coaxial Rotors Combines of Drifters

Well-known versions of coaxial rotors drives of combines of drifters are considered. Essentially new variants with the use of the paired planetary gear box and also the scheme of a single-motor drive are offered.

Keywords: combines of drifters, coaxial rotors, a drive.

Эффективность работы и надежность при эксплуатации проходческих комбайнов типа ПК, а также трудоемкость выполнения ремонта их составных частей в значительной степени определяются рациональным выбором принципиальной схемы привода соосных роторов исполнительного органа. Недостатками применяемого привода с использованием на первой ступени спаренного, четырехступенчатого, цилиндрического редуктора, приводимого в движение от двух электродвигателей, являются его большие габаритные размеры, большая металлоемкость и низкая ремонтпригодность, что играет важную роль в процессе эксплуатации комбайна, учитывая стесненные условия работы в горных выработках.

Анализ приводов роторов исполнительного рабочего органа

Первая партия проходческих комбайнов ПК-8 была изготовлена на Копейском машиностроительном заводе с приводом соосных роторов исполнительного органа согласно кинемати-

*Символом НГ обозначены статьи, поступившие с "Недели горняка 2010".

ческой схеме (вариант 1), изображенной на рис. 1 [1]. Роторы вращаются через редуктор от двух электродвигателей М1 и М2, каждый из которых через эластичные муфты ЭМ1 и ЭМ2, систему цилиндрических зубчатых колес 1-9 и 1-9, образующих две параллельных кинематических цепи, передает вращение центральному колесу 10.

Зубчатое колесо 10 вращает вал 13 внутреннего ротора 14 исполнительного органа комбайна и, кроме того, приводит во вращение три промежуточные шестерни 12, которые сцепляются с зубчатым венцом 11, представляющим собой колесо внутреннего зацепления, выполненное заодно с обоймой 15 зубчатой муфты 16. Обойма 15, сцепляясь с муфтой 16, приводит во вращение вал 17 внешнего ротора 18 исполнительного органа комбайна.

Параметры зубчатых колес приведены в табл. 1, КПД редуктора первой ступени – 0,81, передаточное отношение – 47,48, частота вращения роторов: внешнего – 6,2, внутреннего – 12,6 мин⁻¹.

В результате модернизации комбайны ПК-8М и ПКС-8 изготавливаются с измененной кинематической схемой (вариант 2) привода ро-

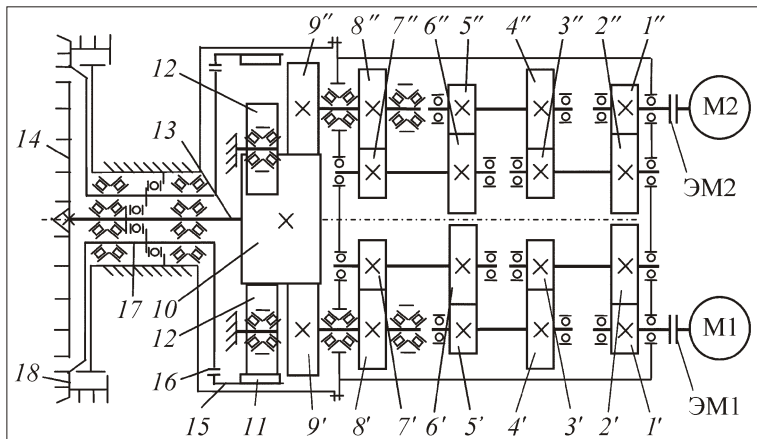


Рис. 1. Кинематическая схема привода роторов исполнительного органа комбайна ПК-8 (вариант 1)

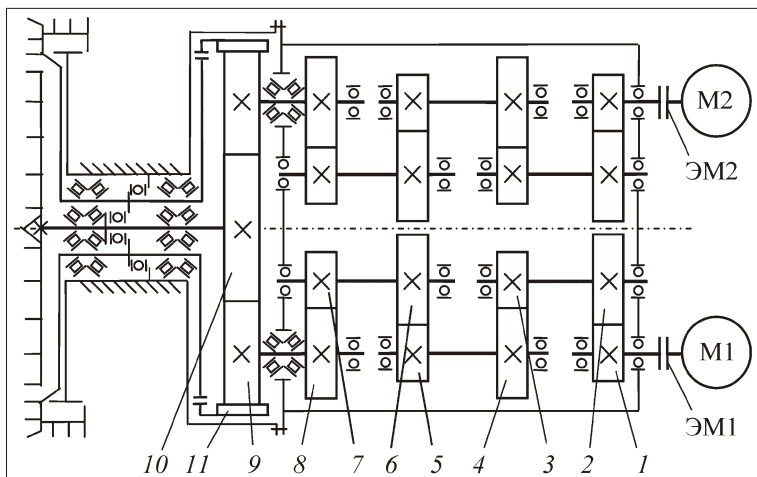


Рис. 2. Кинематическая схема привода роторов исполнительного органа комбайнов ПК-8М и ПКС-8 (вариант 2)

торов исполнительного органа, представленной на рис. 2.

Эта схема отличается от описанной выше тем, что вращение зубчатому венцу 11 и центральному колесу 10 передается одновременно приводными шестернями 9. При этом промежуточные шестерни на подшипниках отсутствуют, а некоторые типы подшипников редуктора изменены. Данная схема является основной на всех проходческих комбайнах, выпускаемых свыше тридцати лет. Она позволила упростить кинематиче-

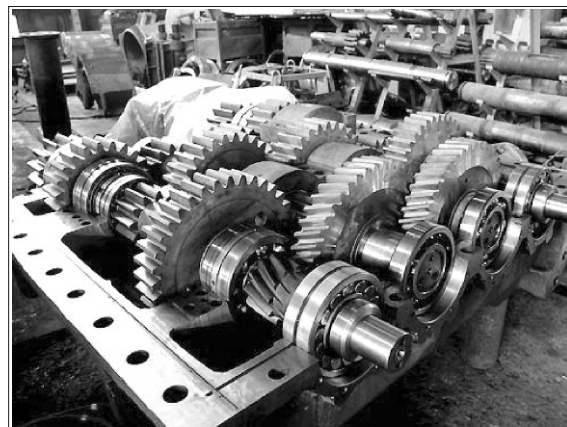


Рис. 3. Общий вид спаренного четырехосного редуктора первой ступени привода соосных роторов

скую схему и обеспечивает надежность работы комбайна, однако редуктор имеет большие габаритные размеры, большую металлоемкость и низкую ремонтопригодность в стесненных условиях работы в горных выработках.

Параметры зубчатых колес приведены в табл. 2, КПД редуктора первой ступени – 0,82, передаточное отношение – 47,5, частота вращения роторов: внешнего – 6,7, внутреннего – 12,7 мин⁻¹.

Передаточное отношение первой ступени (47,5) практически не изменилось по отношению к варианту 1, так как модернизации подверглась только вторая ступень привода, что и отразилось на незначительной разнице частоты вращения роторов. Цель конструкторов – упростить схему привода на второй ступени без изменения общих кинематических параметров.

На рис. 3 приведен общий вид спаренного четырехосного редуктора первой ступени привода соосных роторов.

На рис. 4 представлена кинематическая схема (вариант 3) одного из экспериментальных приводов роторов исполнительного органа комбайна ПК-8М, который проходил опытные испытания в 1980-х гг.

Роторы вращаются электродвигателями М1 и М2 через эластичные муфты ЭМ1, ЭМ2 и редук-

Таблица 1

Параметры зубчатых колес привода роторов исполнительного органа комбайна ПК-8М (вариант 1)

Позиция	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Число зубьев	12	45	12	37	12	30	14	23	12	29	59	14
Модуль, мм	10	10	12	12	14	14	16	16	22	22	22	22

Параметры зубчатых колес привода роторов исполнительного органа комбайна ПК-8М (вариант 2)

Позиция	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Число зубьев	12	45	12	37	12	30	14	23	15	36	68
Модуль, мм	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	18

Таблица 3

Параметры зубчатых колес привода буров исполнительного органа комбайна ПК-8М (вариант 3)

Позиция	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Число зубьев	55	170	28	50	15	50	16	42	15	68	36
Модуль, мм	4	4	12	12	14	14	16	16	18	18	18

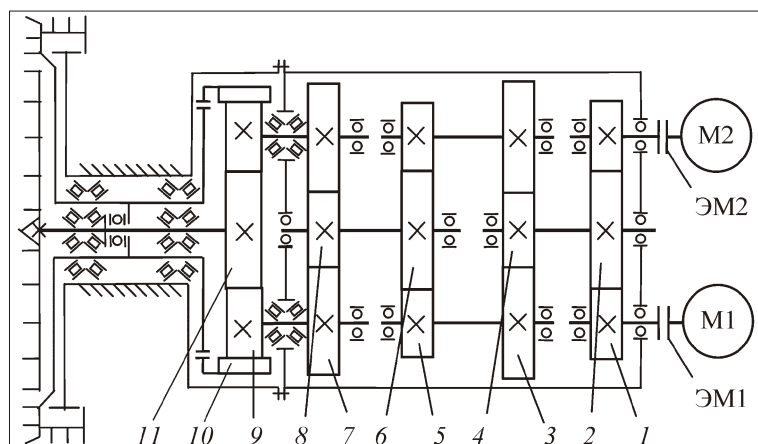


Рис. 4. Кинематическая схема экспериментального привода роторов исполнительного органа комбайна ПК-8 (вариант 3)

тор. Кинематические цепи от каждого электродвигателя до плоскости зацепления шестерен симметрично замкнутые. Зубчатое колесо 11 – плавающее.

Параметры зубчатых колес приведены в табл. 3, КПД редуктора первой ступени – 0,79, передаточное отношение – 48,3, частота вращения роторов: внешнего – 6,8, внутреннего – 12,9 мин⁻¹.

Кинематическая схема по варианту 3 в еще большей степени упрощает конструкцию редуктора, его сборку, снижает вес, удешевляет изготовление. Однако надежность работы такого привода недостаточно проверена. Следует отметить, что в данной схеме происходит циркуляция мощности по трем внутренним кинематическим контурам, которые образованы слиянием крутящих моментов от двух электродвигателей на зубчатых колесах 2, 6, 11 и последующим симметричным их делением от колес 3, 7, 9, что существенно снижает КПД редуктора, выполненного по данной схеме, по сравнению со схемой по варианту 2. В абсолютных единицах это снижение эквивалентно

10 кВт и помимо уменьшения энергии, подводимой к исполнительному органу, приводит к нагреванию элементов трансмиссии.

Кинематические схемы по вариантам 1, 2 и 3 позволяют осуществлять вращение внутреннего и внешнего роторов исполнительного органа в разные стороны.

На рис. 5 изображена кинематическая схема привода соосных роторов исполнительного органа со спаренными планетарными редукторами на первой ступени (вариант 4) [2].

Привод исполнительного органа проходческого комбайна по варианту 4 включает два электродвигателя 1, сборный ре-

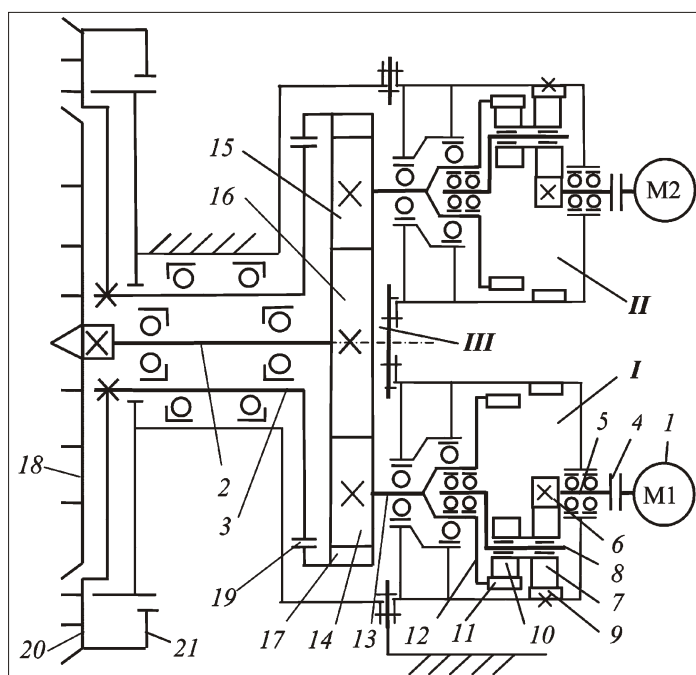


Рис. 5. Кинематическая схема привода соосных роторов исполнительного органа со спаренными планетарными редукторами на первой ступени (вариант 4)

дуктор, состоящий из трех частей *I*, *II*, *III*, и соосные валы 2 и 3 внутреннего 18 и внешнего 20 роторов соответственно.

Части редуктора *I* и *II* симметричны и каждая из них соединена с соответствующим электродвигателем 1 через муфту 4, имеющуюся на валу 5, и содержит солнечное зубчатое колесо 6, находящееся в зацеплении с тремя двухвенцовыми сателлитами 7 и 10, установленными на водиле 8, венцы которых взаимосвязаны одновременно с колесом 6 и стационарным колесом внутреннего зацепления 9, жестко вмонтированным в корпусе редуктора. Венцы 10 находятся во взаимодействии с колесом внутреннего зацепления 11, закрепленном во фланце 12, который посажен жестко на валу 13.

Части *I* и *II* корпуса редуктора жестко крепятся к части *III*, в которой находятся зубчатые колеса 14 и 15, посаженные на симметричных валах 13 частей *I* и *II* редуктора.

Часть *III* корпуса редуктора также содержит зубчатое колесо 16, посаженное на вал 2 внутреннего ротора 18, и колесо внутреннего зацепления 17, выполненное заодно с обоймой зубчатой муфты 19, которая закреплена на валу 3 внешнего ротора 20 с погрузочными ковшами 21.

Недостатком привода по схеме, изображенной на рис. 5, является невозможность обеспечения требуемого передаточного отношения (40...50) одной ступенью планетарной передачи, включающей солнечное зубчатое колесо. Одна ступень планетарной передачи по данной схеме может обеспечить передаточное число до 7. В связи с этим она может применяться только с высокомоментными, тихоходными двигателями, которые в конструкции комбайна не могут использоваться из-за больших габаритов.

Данная схема защищена патентом РФ [2], поэтому автор не мог не упомянуть о ней. Принципиальное положительное отличие ее от первых трех вариантов состоит в том, что здесь впервые массивный (четырехвальный, четырехступенчатый, спаренный) цилиндрический редуктор, образующий первую ступень привода, заменен на два параллельно установленных в отдельных корпусах планетарных редуктора.

Конструктивная проработка по данной схеме до настоящего времени Солигорским институтом проблем ресурсосбере-

жения с опытным производством (СИПР), патентообладателем [2], не проводилась, поэтому данных по параметрам зубчатых колес, КПД, передаточному отношению и частоте вращения нет.

Описание разработанных приводов

Анализ классических схем планетарных передач [3] позволил разработать кинематическую схему привода соосных роторов с использованием на первой ступени спаренных планетарных редукторов с ведущими водилами (вариант 5) [4], которая представлена на рис. 6.

Конструктивной особенностью схемы планетарного редуктора с ведущим водилом является то, что его эксцентриситет значительно меньше радиуса большего колеса из блока сателлитов, который свободно посажен на шатунной шейке водила. При этом его кинематические возможности характеризуются широким диапазоном передаточных отношений (20...500). Однако при больших передаточных числах КПД редуктора снижается с 0,9 до 0,45 из-за увеличения внутренней циркуляции мощности.

В приводе исполнительного органа проходческого комбайна содержатся два электродвигателя 1, соосные валы 2 и 3 соответственно внутрен-

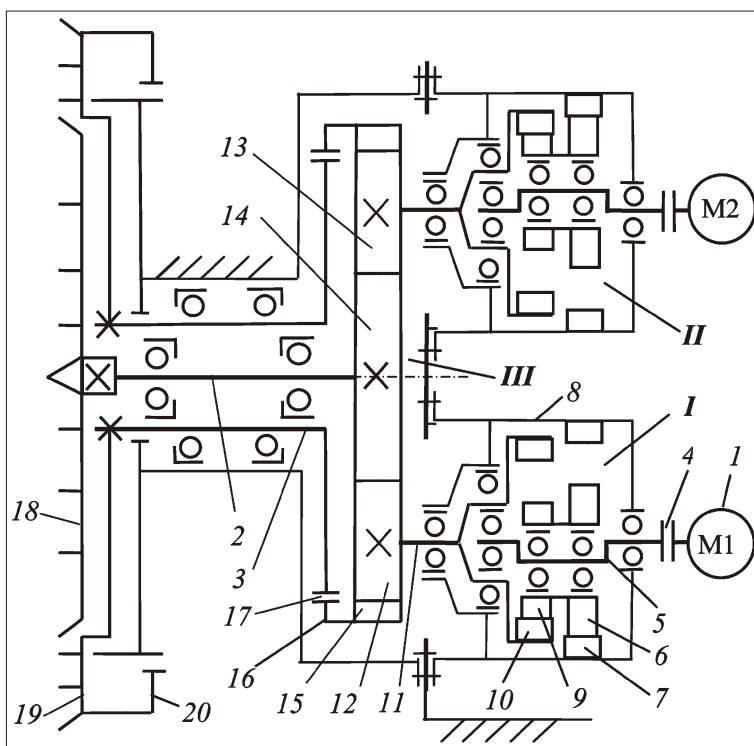


Рис. 6. Кинематическая схема привода соосных роторов со спаренными планетарными редукторами с ведущими водилами (вариант 5)

Параметры зубчатых колес привода соосных роторов с использованием спаренных планетарных редукторов с ведущими водилами (вариант 5)

Позиция	6	7	9	10	12 и 13	14	15
Число зубьев	33	43	30	40	15	36	68
Модуль, мм	14	14	14	14	18	18	18

него 18 и внешнего 19 роторов исполнительного органа и редуктор, кинематически связывающий электродвигатели с валом 2 внутреннего ротора 18 и с валом 3 внешнего ротора 19. Редуктор выполнен разъемным и содержит три части, причем две из них симметричны относительно осей валов 2 и 3 роторов. Каждая из двух частей (I и II), жестко закрепленных на части III, содержит планетарную передачу, особенность которой в том, что ведущим является водило 5 в виде колчатого вала.

Параметры зубчатых колес приведены в табл. 4, КПД редуктора первой ступени – 0,9*, передаточное отношение – 47,9, частота вращения роторов: внешнего – 7, внутреннего – 13 мин⁻¹.

От электродвигателя М1 через муфту 4 вращательный момент передается водилу 5, которое при вращении увлекает за собой блок шестерен в виде меньшего и большего зубчатых венцов 6 и 7, выполненных на общей ступице и образующих сателлит планетарной передачи. При вращении шестерня 6 блока обкатывается по неподвижному колесу внутреннего зацепления 7, закрепленному на корпусе 8, а шестерня 9 передает вращение колесу 10, следовательно, и валу 11 части I редуктора, а также и зубчатому колесу 12 части III редуктора. Относительная угловая скорость меньшего зубчатого венца 9 равна угловой скорости большего венца 6, а переносная скорость двухвенцового сателлита определяется скоростью вращения водила 5. Аналогично от электродвигателя М2 вращение передается через муфту и планетарную передачу части II редуктора на зубчатое колесо 13. Шестерни 12 и 13, зацепляясь с центральным зубчатым колесом 14, передают вращение валу 2 внутреннего ротора 18. Одновременно шестерни 12 и 13 вращают колесо внутреннего зацепления 15, выполненное заодно с обоймой 16 зубчатой муфты 17. Обойма 16, сцепляясь с муфтой 17, приводит во вращение вал 3 внешнего ротора 19 с ковшовым погрузчиком 20 исполнительного органа комбайна.

Применение в предлагаемом приводе исполнительного органа проходческого комбайна планетарной передачи с ведущим водилом позволяет реализовать тре-

буемое передаточное отношение в пределах 40...50 единиц [3], что в семь раз больше, чем может обеспечить планетарная передача с ведущим солнечным зубчатым колесом, как это имеет место в варианте 4.

Рассмотренные выше варианты 1–5 двухмоторных приводов соосных роторов имеют большие габариты, а также низкий КПД ввиду внутренней циркуляции мощности в параллельных кинематических цепях, работающих от двух электродвигателей. В связи с этим предлагается одномоторный привод соосных роторов [5], представленный на рис. 7.

Он содержит электродвигатель 1, два соосных вала 21 и 22 внутреннего 23 и внешнего 24 роторов, а также редуктор, кинематически связывающий электродвигатель с валом 21 внутреннего ротора через центральное зубчатое колесо 18 и с валом 22 внешнего ротора через колесо внутреннего зацепления 19, выполненное заодно с обоймой зубчатой муфты 20. Редуктор выполнен разъемным и состоит из трех частей, установленных последовательно. Часть I пред-

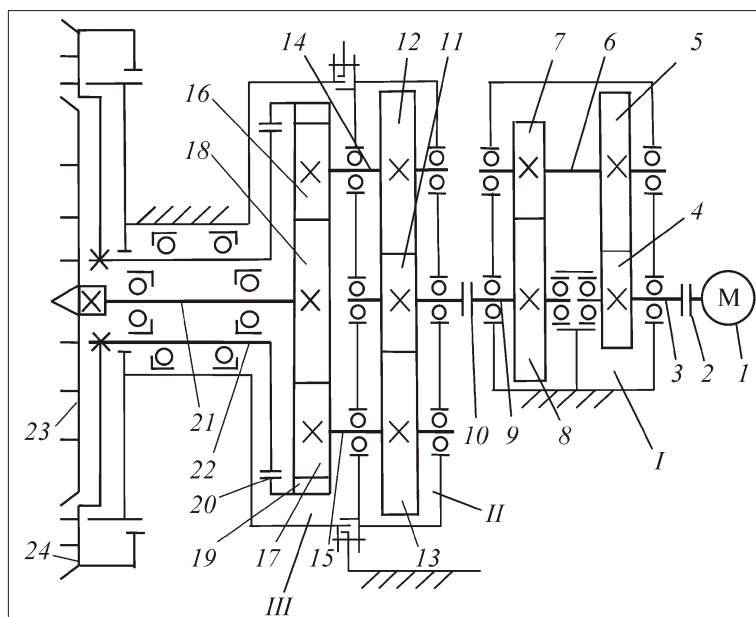


Рис. 7. Кинематическая схема одномоторного привода соосных роторов

*Значение КПД=0,9 принято близким к максимальному исходя из рекомендаций по справочнику [3] на основании экспериментальных данных ввиду отсутствия методик расчета КПД для данной схемы привода.

Параметры зубчатых колес одномоторного привода соосных роторов исполнительного органа проходческого комбайна

Позиция	4	5	7	8	11	12 и 13	16 и 17	18	19
Число зубьев	20	104	15	58	15	36	15	36	68
Модуль, мм	7	7	12	12	18	18	18	18	18

ставляет собой двухступенчатый цилиндрический редуктор с соосными ведущим и ведомым валами, часть II – раздаточный цилиндрический редуктор с вал-шестерней 11, находящейся в зацеплении одновременно с двумя одинаковыми, симметрично расположенными, зубчатыми колесами 12 и 13, посаженными на ведомых валах 14 и 15, на консоли каждого из которых со стороны части III редуктора закреплены шестерни 16 и 17, входящие в зацепление одновременно с центральным зубчатым колесом 18 и с колесом внутреннего зацепления 19. Вал электродвигателя 1 и ведущий вал 3 части I, а также ведомый вал 9 части I и вал-шестерня 11 части II соединены муфтами 2 и 10.

Параметры зубчатых колес приведены в табл. 5. КПД редуктора первой ступени – 0,91, передаточное отношение – 48,26, частота вращения роторов: внешнего – 6,8, внутреннего – 12,9 мин⁻¹.

Достоинствами данной схемы одномоторного привода соосных роторов являются:

- наиболее простая кинематическая схема с минимальным количеством зубчатых колес, подшипников и валов;
- использование одного электродвигателя вместо двух, параллельно работающих, не требует согласования их эксплуатационных характеристик;
- отсутствие в схеме планетарных передач, отличающихся повышенными требованиями по точности изготовления и сборки по сравнению с цилиндрическими редукторами, позволяет в условиях механических мастерских рудников проводить эффективное обслуживание и ремонт привода;
- конструктивная проработка авторов по данной схеме подтверждает компактность привода и возможность модернизации существующих комбайнов серии ПК и ПКС с минимальными изменениями сопряженных сборочных единиц.

1. Применяемый в настоящее время на комбайнах типа ПК и ПКС на первой ступени четырехступенчатый, четырехвальный цилиндрический редуктор (вариант 2), приводимый в движение от двух двигателей, обладает большими габаритами и повышенной металлоемкостью.

Это значительно снижает ремонтпригодность комбайна, учитывая стесненные условия работы в подземных горных выработках.

2. Предлагаемая конструкция привода исполнительного органа проходческого комбайна с использованием в первой ступени спаренных планетарных редукторов с ведущими водилами позволяет значительно уменьшить общие габаритные размеры привода и снизить его металлоемкость.

3. Использование на первой ступени двух планетарных редукторов, установленных независимо друг от друга, повышает ремонтпригодность привода в стесненных условиях эксплуатации проходческого комбайна.

4. Ввиду отсутствия методик для расчета КПД редукторов с ведущим водилом целесообразно изготовить экспериментальный образец изделия по исходным данным, приведенным в табл. 4, и провести комплексные стендовые испытания.

5. Наиболее перспективной следует признать схему одномоторного привода соосных роторов, отличающуюся высоким КПД, простотой и модульностью конструкции, удобством сборки и обслуживания в стесненных условиях подземных выработок.

Список литературы

1. **Эксплуатация** проходческого комбайна ПК-8 / Лоханин К.А., Грибов В.Ф., Тесленко В.И. и др. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Недра, 1978. С. 12–13.
2. Пат. (ВУ) №8628 от 2003.11.12, МПК Е 21С 31/04. Привод исполнительного органа проходческого комбайна.
3. **Планетарные** передачи: Справочник / под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. С. 11–16.
4. Пат. (ВУ) №12347 от 2009.08.30, МПК Е 21С 27/00. Привод исполнительного органа проходческого комбайна / Г.А. Басалай, М.И. Зубрицкий, В.Я. Прушак, И.А. Конопляник.
5. **Уведомление** о положительном результате предварительной экспертизы на заявку (ВУ) № а 20070191 от 2007.02.27, МПК Е 21С 31/04. Привод исполнительного органа проходческого комбайна / Г.А. Басалай и др.

УДК 621.86.067

С.Я. Левенсон, канд. техн. наук, зав. лаб., **Л.И. Гендлина**, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.,
Т.Г. Глотова, вед. инж., **М.Ю. Алесик**, асп., **А.В. Морозов**, науч. сотр., ИГД СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: lev@misd.nsc.ru

Энергосберегающие вибрационные устройства для выпуска связных материалов из емкостей на предприятиях горной промышленности^{НГ}

Приведены результаты выпуска угля из силоса вибропитателем с упругим рабочим органом. Представлены методика экспериментальных исследований и экспериментально полученные зависимости сцепления и коэффициента внутреннего трения связных дисперсных материалов от ускорения вибрационного воздействия.

Ключевые слова: вибрация, вибропитатель, выпуск, сцепление, коэффициент внутреннего трения.

S.Ya. Levenson, L.I. Gendlina, T.G. Glotova, M.Yu. Alesik, A.V. Morozov

Energy-Efficient Vibration Machines for the Output of Cohesive Materials from the Capacities for Enterprises of the Mining Industry

The results of output of coal from the silo by vibration feeder with the flexible working element are given. The procedure of experimental studies and the experimentally obtained dependences of adhesion and internal friction coefficient of cohesive dispersed materials, which depends on the acceleration of vibration action, are represented.

Keywords: vibration, vibration feeder, output, adhesion, coefficient of internal friction.

На предприятиях горно-добывающей промышленности значительный объем перерабатываемых материалов складывается в накопительных емкостях: бункерах, рудоспусках, блоках с последующим их выпуском в средства доставки гравитационным способом или питателями различных конструкций, среди которых широко используются вибропитатели. Их отличает простота конструктивного исполнения и обслуживания, сравнительно высокая производительность и надежность. Вибропитатели позволяют в несколько раз повысить производительность выпуска в сравнении с гравитационным способом, увеличить проходимость выпускного отверстия, улучшить санитарно-гигиенические условия работы горнорабочих. Особое место в ряду вибрационной техники, используемой для выпуска и доставки материалов, занимают машины с упругим рабочим органом (виброленты), созданные в Институте горного дела СО РАН, что объясняется их принципиальными отличиями, которые и определяют конструктивные схемы

этих машин. В вибролентах отсутствует амортизационная система, нет необходимости в мощных фундаментах. Основная же их особенность заключается в том, что перемещение материала осуществляется рабочим органом, представляющим собой тонкий металлический лист, совершающий волновые колебания [1]. Эти вибромашины имеют более широкие возможности для реализации различных режимов транспортирования и значительно меньшую энергоемкость, чем машины, выполненные по традиционной схеме.

Результаты исследования выпуска сыпучей массы вибролентами показали, что, если рабочий орган питателя в загрузочной (заглубленной) части выполнен криволинейным, то создаются более благоприятные условия для движения материала. Причем, кривизна загрузочного участка должна довольно близко соответствовать кривизне поверхностей скольжения, которые реализуются в сыпучем материале при выпуске. В таком случае указанный участок превращается

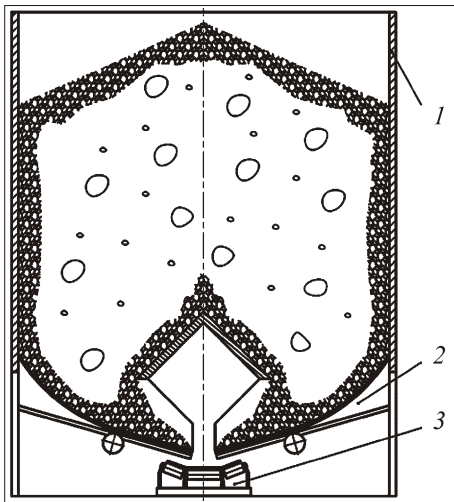


Рис. 1. Схема выпуска угля из силоса:
 1 – силос; 2 – вибропитатель с упругим рабочим органом; 3 – ленточный конвейер

в искусственную поверхность скольжения, вдоль нее сдвиговая прочность ниже, чем вдоль поверхностей скольжения, возникающих в транспортируемом материале. Идея была реализована в конструкциях питателей с криволинейным рабочим органом, в частности, вибропитателях типа "Волна", которые используются для разгрузки бункеров различного назначения.

Отсутствие в вибролентах системы упругих связей позволяет использовать их под любыми завалами горной массы, в условиях значительных динамических нагрузок на рабочий орган, изменяющихся в широком диапазоне. Исследованиями, проводимыми в ИГД СО РАН, установлено, что при этом колебания, передаваемые на опорные элементы, по амплитуде в десятки раз меньше колебаний рабочего органа. В качестве примера можно привести результат, который был получен при использовании питателей "Волна-4Э" для выпуска угля из силосов шахты им. Дзержинского объединения ОАО "Холдинговая компания "СДС-уголь" (рис. 1). Силосы предназначены для накопления угля, поступающего с участков шахты, и по мере подачи железнодорожных вагонов уголь выпускался из них питателями на ленточный конвейер. Общее количество выпускных отверстий в днище силосов – восемь: шесть из них были оборудованы вибропитателями с жестким рабочим органом и электромагнитным приводом, а два – питателями "Волна-4Э", которые подвешивались на жестких металлических тягах к каркасу бункера и фактически являлись его днищем. Разгрузочная кромка располагалась таким образом, что выпускаемый уголь подавался равномерным слоем на середину движущегося ленточного конвейера. Производительность каждого из питателей "Вол-

на-4Э" превосходила суммарную производительность вибропитателей с электромагнитным приводом.

Техническая характеристика вибропитателя "Волна-4Э"

Производительность, т/ч	300...600
Угол установки, °	13...18
Мощность двигателя, кВт	15
Частота колебаний, Гц	25
Вынуждающая сила, кН	40
Масса, кг	3000
Максимальный размер транспортируемого куска, мм	1000

Однако при использовании вибротехники успех во многом зависит от физико-механических свойств выпускаемых материалов. Известно, что при вибрационном воздействии хорошо перемещается кусковатая горная масса, в которой содержание глинистой составляющей незначительно. Выпуск же переизмельченных, дисперсных, связных сыпучих сред становится серьезной проблемой: в сравнении с материалами без сцепления не только уменьшается скорость и нарушается равномерность их движения по рабочему органу, но и существенно изменяется сама картина выпуска, который сопровождается трубообразованием и частыми зависаниями сыпучей массы у выпускного отверстия. В общем случае перемещение обозначенных выше материалов как вибрационным, так и любым другим способом представляет собой сложную задачу. Исследованиями, проводимыми в ИГД СО РАН, установлена принципиальная возможность выпуска из емкости таких материалов [2]. Условия, при которых реализуется эта возможность, должны учитывать особенности выпускаемых сыпучих сред, и одна из основных – существенная величина сцепления между частицами.

В мелкодисперсной связной среде между частицами, находящимися в непосредственном контакте, действуют значительные силы сцепления, поэтому главный фактор, определяющий поведение дисперсных материалов, – соотношение между сцеплением частиц и величиной внешних механических сил. Особенность таких структур – ярко выраженная зависимость реологических характеристик от параметров вибрации, при определенной интенсивности которой среда приобретает свойство текучести, подобно вязкой жидкости. Это свойство мелкодисперсных материалов позволяет при правильном выборе режимов вибрационного воздействия не только усилить эффективность процесса, но и снизить его энергоемкость [3–5].

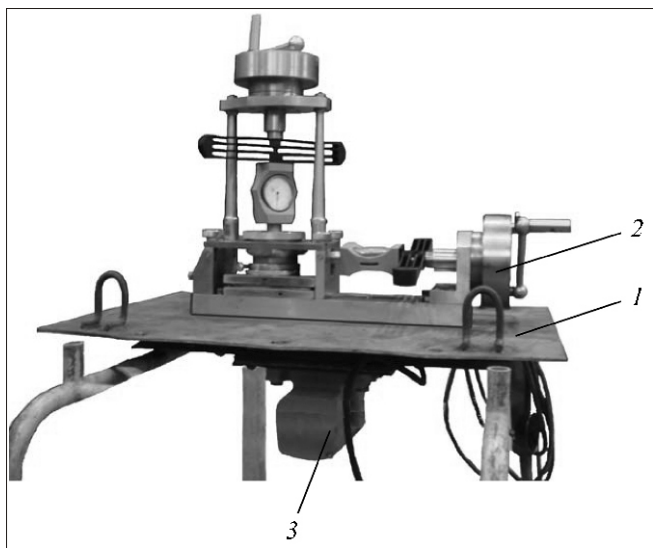


Рис. 2. Стенд для определения реологических параметров сыпучего материала:

1 – опорная плита; 2 – прибор сдвиговой ВСВ-25; 3 – вибровозбудитель RZHF-40

Важными характеристиками связных дисперсных систем являются прочностные: сцепление и коэффициент внутреннего трения. Закономерности изменения этих параметров под действием вибрационных нагрузок разной интенсивности исследовались экспериментально на стенде (рис. 2), который включал опорную плиту 1, закрепленную на жестком массивном основании (на рисунке не показано), сдвиговой прибор 2 типа ВСВ-25 и инерционный вибровозбудитель 3. Образец исследуемого материала, помещенный в сдвиговой прибор, нагружался статическими нагрузками, при этом максимальная нормальная нагрузка составляла 0,8 кН, сдвиговая изменялась до 2 кН. Величина вынуждающей силы, создаваемой вибровозбудителем, регулировалась как статическим моментом дебалансов, так и частотой их вращения, которая могла плавно изменяться с помощью преобразователя частоты. Максимальное значение вынуждающей силы составляло 0,5 кН. Ускорение колебаний при вибровоздействии изменялось в диапазоне 0,6...4,0 м/с² и измерялось прецизионным шумомером-виброметром 2203 фирмы В&К (Дания) с пьезоэлектрическим акселерометром.

В качестве исследуемого материала использовались мелкодисперсный песчаный грунт (содержание песка 70 %, глины 1 %, пылеватых частиц 29 %) и смеси этого грунта с глиной в разных соотношениях.

Экспериментальные исследования выполнялись в два этапа. Сначала устанавливались зависимости сцепления и коэффициента внутреннего трения от процентного содержания глинистой составляющей в образце материала. Эксперименты проводились на предварительно уплотненных грунтах. Для этого образец с определенным содержанием глины естественной влажности помещался в сдвиговой прибор и нагружался максимальной нормальной статической нагрузкой, которая не снималась до полного прекращения осадки материала, что обеспечивало его постоянную начальную плотность. Затем образец подвергался воздействию нормальной статической нагрузкой определенной величины из интервала варьирования, при этом сопротивление грунта сдвигу соответствовало той величине касательного напряжения, значение которой не изменялось при увеличении деформации сдвига. По результатам экспериментов были установлены зависимости сопротивления сыпучей среды сдвигу от величины нормальных давлений, по которым определялись значения сцепления и коэффициента внутреннего трения [6, 7].

Второй этап исследований выполнялся в целях выяснения влияния параметров колебаний на изменение характеристик материала при совместном воздействии на него статических и вибрационных нагрузок. Вибрация передавалась на помещенный в сдвиговой прибор образец через опорную плиту и раму прибора. Эксперименты выполнялись на следующих образцах: образец № 1 – смесь из мелкодисперсного песчаного грунта (25 %) и глины (75 %) естественной влажности; образец № 2 – смесь из мелкодисперсного песчаного грунта (25 %) и глины (75 %) влажностью 11,5 %¹, образец № 3 – мелкодисперсный песчаный грунт с содержанием глинистой составляющей около 1 % и влажностью 11,5 %. Методика проведения опытов на этом этапе аналогична вышеописанной.

В результате исследования влияния содержания глинистой составляющей в смеси естественной влажности установлено, что ее увеличение до 50 % приводит к уменьшению коэффициента внутреннего трения tg (кривая 1, рис. 3) примерно в 1,7 раза и возрастанию сцепления c (кривая 2) более чем в пять раз. Дальнейшее увеличение содержания глины (до 75 %) существенно не влияет на эти характеристики материала.

¹ При влажности 15 % смесь указанного состава "течет". Влажность 11,5 % (т.е. <15) выбрана исходя из этого условия.

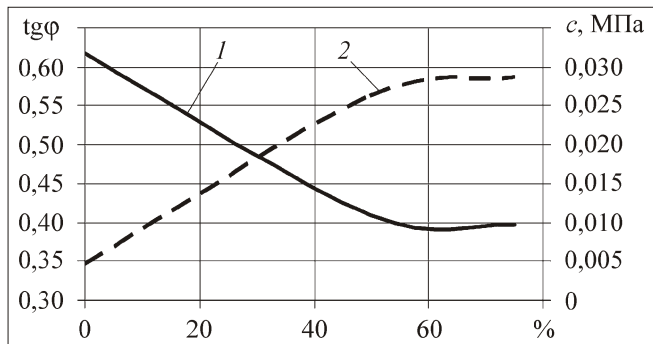


Рис. 3. Зависимости коэффициента внутреннего трения (1) и сцепления (2) материала естественной влажности от содержания глинистой компоненты

Результаты исследования влияния вибрационной нагрузки на сцепление и коэффициент внутреннего трения представлены в виде зависимостей эффективного сцепления c^* и эффективного коэффициента внутреннего трения $tg\phi^*$ от величины вибрационного ускорения (рис. 4 и 5).

Верхняя звездочка при параметрах c и tg означает, что этот реологический параметр рассматривается при воздействии вибрации.

При воздействии на сыпучую массу вибрационной нагрузкой рассматриваемые характеристики среды изменяются, причем для всех образцов закономерности их изменения одинаковы – с увеличением интенсивности вибрации эффективное сцепление c^* уменьшается, а эффективный коэффициент внутреннего трения $tg\phi^*$ возрастает (см. рис. 4 и 5), но характер изменения параметров зависит как от влажности, так и от содержания глинистой составляющей.

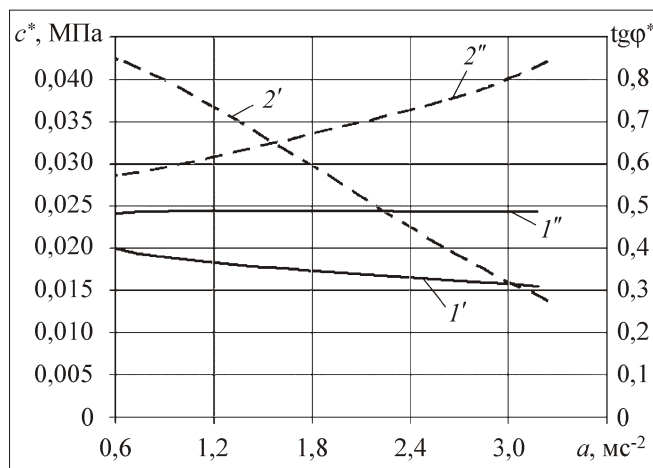


Рис. 4. Зависимости эффективного сцепления (1, 2) и эффективного коэффициента внутреннего трения (1', 2') связного мелкодисперсного материала от ускорения колебаний:

1 – образец грунта № 1; 2 – образец грунта № 2

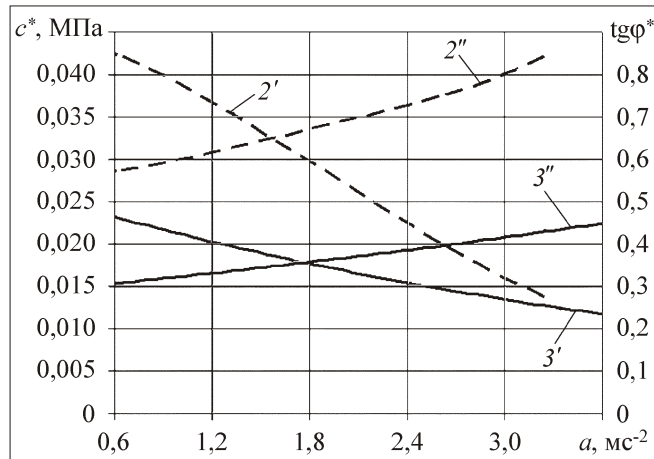


Рис. 5. Зависимости эффективного сцепления (2, 3) и эффективного коэффициента внутреннего трения (2', 3') связного мелкодисперсного материала от ускорения колебаний:

2 – образец грунта № 2; 3 – образец грунта № 3

В материале, соответствующем образцу № 1 (смесь естественной влажности), с ростом величины ускорения колебаний от 0,6 до 3,2 м/с² эффективное сцепление, плавно изменяясь, снижается в 1,33 раза (кривая 1, см. рис. 4), а эффективный коэффициент внутреннего трения почти не изменяется (кривая 1').

С увеличением влажности этой же смеси до 11,5 % (образец № 2) возрастает исходная величина как c , так и tg , зависимость этих параметров от вибрации становится более резко выраженной. Так, изменение ускорения колебаний от 0,6 до 3,2 м/с² вызвало уменьшение эффективного сцепления почти в 3 раза (кривая 2), эффективный коэффициент внутреннего трения при этом увеличился примерно в 1,3 раза (кривая 2').

При уменьшении глинистой составляющей до 1 % и сохранении влажности грунта 11,5 % (образец № 3) зависимость c^* от ускорения вибрации становится менее резкой в сравнении с аналогичной зависимостью для смеси с большим содержанием глины (кривые 2 и 3 см. рис 5). Влияние вибрационной нагрузки на $tg\phi^*$ образцов с различной величиной глинистой составляющей при одинаковой влажности существенно не отличается (кривые 2' и 3'), с увеличением интенсивности вибрации в рассматриваемом диапазоне эффективный коэффициент внутреннего трения увеличивается в сравнении с исходным значением примерно в 1,4 раза.

Таким образом, в представленном исследовании установлено, что при воздействии на связный дисперсный материал вибрационными нагрузками даже сравнительно небольшой интенсивности (до 4 м/с^2) изменяются как сцепление, так и коэффициент внутреннего трения, характеризующие сыпучую среду. Эксперименты показали, что с увеличением вибрационного ускорения эффективное сцепление уменьшается, причем разница с исходным значением наиболее существенна для влажной смеси с большим содержанием глинистой составляющей. Эффективный коэффициент внутреннего трения с ростом вибрационного ускорения увеличивается. Наиболее заметно это проявляется при вибрационном воздействии на влажную смесь с высоким содержанием глинистой составляющей. Поскольку количественное изменение $\text{tg } \alpha$ * менее существенно, чем изменение сцепления, то общее сопротивление сдвигу в связном материале при вибрационном воздействии уменьшается.

1. Тишков А.Я., Гендлина Л.И., Еременко Ю.И., Левенсон С.Я. Вибрационное воздействие на сыпучую среду при выпуске ее из емкости // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2000. № 1.
2. Гендлина Л.И., Еременко Ю.И., Куликова Е.Г., Левенсон С.Я. Совершенствование процесса вибрационного выпуска связных материалов из емкости // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 7.
3. Блехман И.И. Что может вибрация? М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. 208 с.
4. Месчан С.Р. Экспериментальная реология глинистых грунтов. М.: Недра, 1985. 342 с.
5. Бобряков А.П., Лубягин А.В. Экспериментальное исследование неустойчивых режимов скольжения // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2008. № 4. С. 13–23.
6. Ренгач В.Н. Исследование грунтов при динамических нагрузках // Транспортное строительство. 1978. № 8.
7. Красников Н.Д. Динамические свойства грунтов и методы их определения. Л.: Стройиздат, 1970. 240 с.

УДК 532.5:628.16

В.Ю. Кухарь, канд. техн. наук, доц., Национальный горный университет, г. Днепропетровск, Украина

E-mail: vkuhar@narod.ru

Способ определения параметров сетчатых фильтров технической воды для горно-металлургических предприятий^{НГ}

Обоснована необходимость исследования процессов фильтрации технической воды на сетчатых фильтроэлементах с малыми ячейками и их противоточной регенерации в целях проектирования и выбора для реальных условий. Предложен способ определения требуемых гидравлических параметров фильтра при помощи экспериментального экспресс-стенда.

Ключевые слова: фильтр технической воды, сетчатый фильтроэлемент, противоточная регенерация фильтроэлемента, механические загрязнения, экспресс-стенд, гидравлический параметр.

V.Yu. Kukhar

Technical Water Wire Mesh Filters Parametres Substantiation Way for Mining and Smelting Enterprises

Research necessity of the technical water filtration processes on wire mesh filtration elements with small cells and their counterflow regeneration for the purpose of project engineering and real-life environment option is substantiated in the article. The calculation way of demanded filter's hydraulic parameters by means of the experimental express stand is offered.

Keywords: the filter of the technical water, wire mesh filtration element, counterflow regeneration of filtration element, mechanical pollution, the express stand, hydraulic parametre.

Введение

Водоснабжение горно-металлургических предприятий Украины и стран СНГ характеризуется повышенным количеством твердых включений. Мусор органического (водоросли, листья, трава, моллюски) и неорганического (песок, ржавчина, окалина, фрагменты обшивки градирен, касок, детали спецодежды, металлические фрагменты, деревянные доски) происхождения попадает в системы технологического водоснабжения предприятий через открытые участки (градири, сбросные колодцы, отстойники) оборотного цикла водоснабжения или из открытых источников (рек, водохранилищ).

Необходимость очистки обусловлена предотвращением попадания твердых включений к потребителям воды. Невыполнение этого условия приводит к засорению брызгал сепараторов мокрого обогащения, забиванию форсунок систем охлаждения металлургического производства, забиванию проточных частей и засорению трубных досок теплообменных аппаратов, снижению нормативного вакуума, увеличению температурного напора и, в конечном итоге, снижению производительности и КПД стационарных энергетических установок.

Одним из практических, технически и экономически оправданных путей очистки технологической воды от механических включений является использование сетчатых фильтров с автоматическим или ручным управлением и противоточной регенерацией сетчатого фильтроэлемента. Регенерация обеспечивается обратным потоком воды, который на короткое время последовательно создается на ограниченных участках сетки фильтроэлемента.

На украинском рынке автоматизированного фильтровального оборудования с противоточной регенерацией широко представлена продукция разных поставщиков. Из зарубежных наибольшее распространение получили фильтры фирм Filtomat (Италия), Amiad (Израиль), Tarpogge и Hydac (Германия). Достойную конкуренцию им составляют фильтры украинских разработчиков (например, фильтры различных типов ООО "Океанмашэнерго" (рис. 1))^{*}.

Многолетний опыт эксплуатации в тяжелых реальных условиях горно-металлургических предприятий Украины показал высокую надежность и эффективность отечественных фильтров с противоточной регенерацией сетчатого

фильтроэлемента и рейтингом фильтрации более 500 мкм [1, 2].

Однако для многих технологических процессов требуется очистка воды от загрязнений крупностью 50...250 мкм. Поэтому возникает необходимость использования фильтров тонкой очистки технической воды.

Фильтры тонкой очистки зарубежных производителей, несмотря на их неоспоримые достоинства, не всегда могут быть использованы для водоподготовки на отечественных предприятиях [3]. В то же время при проектировании отечественных фильтров тонкой очистки для конкретных условий водоснабжения их создатели сталкиваются с нерешенной задачей назначения основных гидравлических режимов работы фильтроэлемента. Поэтому обоснование скоростей воды при фильтрации и обратной промывке сетчатого фильтроэлемента, максимально допустимого перепада давления на нем, времени критического засорения фильтроэлемента и степени облитерации ячеек сетки является актуальной научно-технической задачей.

Задачи исследований

Задача назначения скорости потока фильтрующейся жидкости обусловлена поиском компромисса между разумными габаритами фильтроэлемента (и, как следствие, всего фильтра в целом) и временем накопления на фильтроэлемента максимально возможного количества загрязнений (до начала его регенерации). Снижение скорости фильтрации обеспечивает пропорциональное снижение количества поступающих на единицу площади сетки загрязнений, однако приводит к необходимости увеличения ее суммарной площади для возможности пропуска заданного расхода фильтруемой жидкости. Эта задача при наличии всех данных решается относительно просто.

Более сложной и более актуальной является задача определения параметров промывочного противоточного потока жидкости.

Накопившиеся на сетке загрязнения включают лежащие на сетке и застрявшие в ячейках сетки. Лежащие на сетке загрязнения легко смываются обратным потоком жидкости. Застрявшие в ячейках сетки загрязнения частично могут быть смыты при последующих промывках, но в промежутках между промывками в ячейки попадают и закрепляются новые частицы. В результате может оказаться, что через некоторое время (время критического засорения сетки) сетка уже не бу-

^{*} Рисунки к статье – см. 2-ю стр. обложки.

дет очищаться от таких частиц. Увеличивать же скорость промывочного потока окажется нецелесообразно или технически невозможно для данного трубопровода. В таком случае, через время критического засорения сетку необходимо демонтировать и отправить на регенерацию, а взамен поставить сменную сетку из комплекта фильтра. Такое решение на практике при достаточно длительном периоде (месяцы) критического загрязнения сетки вполне приемлемо. Для назначения периодичности техобслуживания фильтра с очисткой фильтроэлемента от застрявших частиц необходимо знание длительности периода до окончательного загрязнения сетки.

Определить параметры обратного потока воды, гарантирующего смыв застрявших в ячейках сетки частиц, и периодичность техобслуживания фильтроэлемента чрезвычайно сложно. Пока не видно путей теоретического решения этих задач в связи с почти бесконечным разнообразием характеристик частиц реальных загрязнителей, соизмеримых с размерами ячейки сетки. Кроме того, в технологической фильтруемой воде, свойства которой чрезвычайно различны для разных предприятий, наблюдается разнообразнейшее сочетание таких частиц.

Существенным фактором при определении возможности применения в конкретных условиях фильтров тонкой очистки с сетчатым фильтроэлементом является облитерация (зарастание с течением времени) ячеек сетки. Это явление наблюдается при протекании даже тщательно очищенных жидкостей за счет адсорбции поляризованных молекул. В реальных же условиях отечественных предприятий в составе технической воды имеются растворенные примеси других жидкостей или газов, эмульгированные нефтепродукты или их производные. Кислотность воды, биологически активные элементы и сами твердые загрязнения также вносят изменения в электролитический баланс воды. В таких разноплановых, зачастую переменных во времени условиях достаточно проблемно выполнить расчет с приемлемой достоверностью толщин адсорбированных на проволочках сетки слоев и сравнить их с размером ячеек фильтроэлемента.

В то же время как создателям и поставщикам фильтров, так и их потребителям уже сейчас необходимы методы, позволяющие убедиться в гарантированной и долговременной работоспособности фильтров, которая обеспечивается надежной очисткой сетки в конкретных условиях потребителя заданными конструкцией фильтра параметрами обратного потока воды.

Еще одним немаловажным фактором, влияющим на обоснованный выбор параметров фильтра для конкретных условий является возможность продемонстрировать работу его фильтроэлемента заказчику. Известны многочисленные факты, когда устанавливались фильтры с существенно заниженным рейтингом фильтрации, не соответствующим реальным потребностям данного производства. В таких случаях фильтр зачастую не справлялся с количеством загрязнений, в десятки раз превышающим допускаемое конструкцией фильтра количество, что приводило к преждевременному устойчивому засорению фильтроэлементов, износу "нежных" устройств очистки и их приводов и к выводу фильтра в целом из эксплуатации. Далее следовали рекламации поставщику фильтра, дорогостоящий ремонт (обслуживание) фильтра и замена недешевых комплектующих. При этом конечный потребитель оставался без фильтрованной воды, что также вносило существенную лепту в финансовые потери заказчика.

Способ решения поставленных задач

Передача серийного фильтра в лизинг или пробную эксплуатацию на конкретный водовод заказчика, безусловно, является наиболее достоверным и информационным путем с точки зрения подтверждения работоспособности фильтра в реальных условиях, технологической целесообразности и подтверждения экономэффекта его использования. Однако такой путь практически не находит применения как у поставщиков, так и у заказчиков фильтра. Мало кто из реальных изготовителей фильтров готов идти на изготовление и постановку на пробную эксплуатацию недорогого оборудования без гарантий его реализации в ближайшем будущем, особенно если речь идет о больших фильтрах с пропускной способностью более 5 000 м³/ч. Сдерживающим фактором является также риск негативных отзывов о бренде в случае неудачной пробной эксплуатации. Заказчик же, без уверенности в работоспособности и эффективности фильтра, не склонен осуществлять привязку фильтра, изменения в разводке трубопроводов под установку фильтра, остановку водоподдачи и, зачастую, всего технологического процесса на время монтажа и наладки фильтра. Аналогичные потери времени, финансов и трудозатрат ожидают его в случае неудачной пробной эксплуатации и демонтажа фильтра.

Одним из относительно простых, достоверных и надежных путей решения задачи определения возможности применения и параметров фильтра является экспериментальное исследование фильтрации воды и очистки сетчатого фильтроэлемента в реальном трубопроводе с помощью автоматизированного экспресс-стенда перед выбором или проектированием фильтра для этого водовода. Такой экспериментальный способ позволяет интегрировано учитывать изменения в потоке воды и при приемлемых затратах получить достоверные данные для проектирования или выбора фильтра. Не последнюю роль в таком подходе играет и тот факт, что заказчик при проведении исследований воды с помощью экспресс-стенда имеет возможность непосредственно убедиться в эффективности применяемого фильтроэлемента.

Суть такого способа заключается в следующем: к реальному трубопроводу, на котором предполагается установить фильтр с обратной промывкой сетки, подключается экспресс-стенд. Экспресс-стенд отбирает из трубопровода некоторое представительное количество воды, пропускает ее через фильтроэлемент небольшой, но достаточной для получения достоверного результата площади. При ее загрязнении автоматически по сигналу дифманометра (или вручную) стенд переводится в режим промывки обратным потоком воды. Варьируя расходами воды через сетку при фильтрации и при промывке сетки, можно подобрать их оптимальные параметры, обеспечивающие как нормальную фильтрацию, так и гарантированную промывку с оптимальными расходами воды. По мере работы стенда исследуется засорение сетки с течением времени, находится период ее критического засорения и степень облитерации.

Аппаратное обеспечение исследований

В целях нахождения разумного компромисса между задачей получения с помощью экспресс-стенда достоверных данных для разработки (или выбора) фильтра под конкретные условия и минимумом затраченных на это финансовых средств и трудовых затрат выработаны основные требования к экспериментальному стенду. Стенд должен:

- обеспечивать выполнение следующих исследований:
 - отбор механических загрязнений заданной крупности из технологической воды;
 - определение скорости фильтрации воды через фильтроэлемент;

- определение скорости потока промывочной воды через фильтроэлемент;
- определение степени засорения фильтроэлемента с течением времени не удаляемыми при его промывке частицами;
- определение периода критического засорения фильтроэлемента;
- определение степени облитерации фильтроэлемента с течением времени;
- обеспечивать скорость фильтрационного и промывочного потоков через фильтроэлемент не менее 2 м/с;
- работать при давлениях до 1,0 МПа;
- иметь конструкцию фильтроэлемента, аналогичную конструкции фильтроэлемента в фильтре (условие соблюдения динамического подобия);
- иметь возможность как ручного, так и автоматического управления переключениями режимов фильтрации и промывки; при этом сигнал для переключения режимов работы должен быть задан по перепаду давления на фильтроэлементе и/или по реле времени;
- иметь возможность как визуального, так и аппаратного отслеживания работы фильтроэлемента;
- обеспечивать возможность непосредственного ввода в компьютер значений исследуемых параметров в реальном масштабе времени;
- быть компактным, приемлемо легким, мобильным.

При этом затраты на изготовление стенда должны быть минимально возможными.

Такой экспресс-стенд был изготовлен ООО "Океанмашэнерго" (г. Днепропетровск, Украина) в варианте с ручным управлением (рис. 2).

Основные технические характеристики экспериментального экспресс-стенда

Расход воды через стенд, м ³ /ч, макс.	20
Скорость протекания воды через фильтроэлемент, м/с, макс.	2,0
Проходной диаметр фильтроэлемента, мм	64
Площадь сетки фильтроэлемента, мм ²	2800
Размер ячеек и диаметр проволочек сетки фильтроэлемента, мм	0,05 0,04; 0,1 0,06; 0,25 0,2; 0,5 0,32; 1,0 0,5
Давление, МПа, макс.	0,63

В настоящее время экспериментальный стенд успешно прошел испытания на реальном водоводе коксохимического производства ОАО "АрселорМиттал Кривой Рог", где в течение двух месяцев был проведен комплекс исследований ре-

жимов фильтрации и регенерации фильтроэлементов обратным потоком.

Результаты исследований

Исследования влияния скорости фильтрационного потока на время засорения фильтроэлемента до предельного уровня (разность давлений, замеренных до и после фильтроэлемента, — перепад давления — была принята 0,08 МПа) показали, что при скорости 0,28 м/с предельное засорение фильтроэлементов с рейтингом фильтрации 50, 100 и 250 мкм наступает соответственно через 9, 120 и 300 мин.

Исследования влияния скорости промывочного потока на время критического засорения фильтроэлемента, после которого сетка уже не будет очищаться от застрявших в ее ячейках частиц и перепад давления на промытой сетке достигнет предельного (0,08 МПа), показали, что при скорости промывочного потока 0,7 м/с перепад давления для фильтроэлемента 100 мкм возрос на 0,01 МПа за 23 дня (275 циклов "фильтрация—промывка"), для фильтроэлемента 50 мкм — на 0,005 МПа за 8 дней (160 циклов "фильтрация — промывка").

Экстраполяция экспериментальных данных позволяет ожидать при скорости промывочного потока 0,7 м/с наступления критического засорения сетки и заданного заказчиком предельного перепада давления на промытой сетке 0,05 МПа для ячейки 100 мкм через 60...65 сут, а для ячейки 50 мкм — через 20...25 сут. Установлено, что облитерация (зарастание) ячеек сетки фильтроэлементов с ячейками 50...250 мкм за период работы 20...25 сут не наблюдается.

Выводы

1. При разработке и выборе для конкретных условий эксплуатации автоматизированных фильтров тонкой (с рейтингом фильтрации менее 250 мкм) очистки с сетчатым фильтроэлементом актуальными являются задачи:

определения оптимальной скорости фильтруемого и обратного потоков жидкости;

определения времени критического засорения фильтроэлемента и, как следствие, необходимость и периодичность его ручной очистки.

достоверного подтверждения для потребителя фильтра возможности и эффективности очистки сетки обратным потоком для конкретных условий потребителя.

2. Теоретическое решение указанных задач находится в начальной стадии и пока не может дать практически приемлемых результатов. Поэтому предложен экспериментальный способ решения этих задач в реальных условиях потребителя с использованием специального фильтровального экспресс-стенда, моделирующего работу фильтра. Выработаны требования, которым должен удовлетворять такой стенд, изготовлен экспериментальный образец экспресс-стенда и успешно проведены его испытания в натуральных условиях металлургического производства. Полученные с его помощью объективные данные были использованы при выборе основных параметров и проектировании автоматизированного фильтра технической воды для конкретных условий ОАО "АрселорМиттал Кривой Рог".

Поэтому предложенный способ определения основных параметров сетчатых фильтров технической воды является достоверным, простым и наглядным средством решения сложной научной и проектно-конструкторской задачи подбора или проектирования водяных фильтров для конкретных условий их эксплуатации.

Список литературы

1. Кузьминский В.П., Кухарь В.Ю., Кудрявцев Д.В. Разработка и совершенствование автоматизированных фильтров технической воды для условий отечественных горно-металлургических предприятий // Докл. на Междунар. конф. "Форум гірника-2006". НГУ. Днепропетровск, 2006.

2. Кузьминский В.П., Кухарь В.Ю. Разработка и внедрение фильтров технической воды с ручным управлением для горно-металлургических предприятий // Докл. на Междунар. конф. "Форум гірника-2008", НГУ. Днепропетровск, 2008.

3. Кухарь В.Ю., Кузьминский В.П., Кудрявцев Д.В. Проблемы фильтрации технической воды на отечественных предприятиях и пути их решения // Энергосбережение. 2008. № 2. С. 7–11.

УДК 621.313.323.016.25

Д.Б. Соловьёв, асп., ДВГТУ, г. Владивосток

E-mail: solovev.aspirant@mail.ru

Анализ электропотребления угольного разреза при внедрении автоматизированной системы учета электрической энергии

Анализируются данные, полученные в результате внедрения автоматизированной системы учета электрической энергии на угольном разрезе в условиях Приморского края. Приводятся графики потребления активной и потребления/генерации реактивной энергии по фидерным линиям РУ "Новошахтинское". На основании полученных графиков делаются выводы, как изменяется потребление мощности в зависимости от времени года.

Ключевые слова: автоматизированная система учета энергии, графики потребления мощности.

D.B. Solovev

The Analysis of a Power Consumption of a Coal Cut at Introduction of the Automated System of the Account of Electric Energy

In article the data received as a result of introduction of the automated system of the account of electric energy on a coal cut in the conditions of Primorski Territory is analyzed. Schedules of consumption active and consumption/generation of jet energy on feeding lines of an open-cast mine are "Novoshakhtinsk". On the basis of the received schedules conclusions as capacity consumption seasonally changes become.

Keywords: the automated system of the account of energy, a drawing of consumption of capacity.

Сложившаяся в последнее десятилетие политика энергосбережения, основанная на директивном воздействии на потребителей электроэнергии путем лимитирования и нормирования электропотребления, не принесла ожидаемых результатов. Энергоемкость промышленной продукции растет и в несколько раз превышает энергоемкость в развитых странах. Эта проблема особенно ощутима для предприятий с непрерывными технологическими процессами, где составляющая энергозатрат в себестоимости продукции достаточно велика, а возможности маневрирования нагрузкой ограничены. Так, например, по данным [1], относительно горно-добывающих предприятий, ведущих добычу полезного ископаемого открытым способом, можно привести, что энергозатраты в себестоимости продукции в 1990 г. составляли 9,4 %, в 1999 г. выросли до 18 %, а уже в 2004 г. достигли 24 % и продолжают расти. При этом энергетики основной процент своего рабочего времени вынуждены заниматься не свойственными им задачами — разработкой мероприятий по поддержке мо-

рально устаревшего оборудования (износ которого может достигать до 100 %) в работоспособном состоянии. В настоящее время большая часть электрооборудования, в том числе и синхронные двигатели (СД), выработала значительную часть своего ресурса [2]. Ввиду конструктивных особенностей электрооборудования удельные затраты на его капитальный ремонт в 1,7 раза выше, чем в смежных областях [2]. Применение зонного учета при оплате за перетоки реактивной электроэнергии также требует дополнительных затрат на автоматическое регулирование возбуждения СД. Для большинства предприятий темпы демонтажа и списания основных производственных фондов в 3,5–4 раза отстают от нормативных темпов выбытия электрооборудования из-за износа [3].

Утвержденные правительством РФ "Правила функционирования розничных рынков электрической энергии в переходный период реформирования электроэнергетики", в соответствии с которыми потребители обязаны осуществлять получасовое планирование электропотребления

в год, на месяц, на двое суток вперед и оплачивать отклонения от заявленного получасового режима электропотребления, исправили положение электроэнергетического хозяйства в горно-добывающей промышленности к лучшему. Создание (развитие) автоматизированных информационно-измерительных систем учета электроэнергии на многих карьерах РФ позволило угледобывающим предприятиям получить экономический эффект от минимизации повышения платы за отклонения от планируемых режимов электропотребления.

В результате реализации проектов по автоматизации энергохозяйства в условиях Приморского края на разрезеуправлении (РУ) "Новошахтинское" была внедрена автоматизированная система учета на основе измерительно-вычислительных комплексов (ИВК) Альфа ЦЕНТР.

ИВК Альфа ЦЕНТР предназначены для измерения и учета электрической энергии и мощности, а также автоматического сбора, обработки и хранения данных со счетчиков электроэнергии и отображения полученной информации в удобном для анализа виде. ИВК Альфа ЦЕНТР используются для коммерческого и технического учета электроэнергии на электростанциях, подстанциях, промышленных предприятиях и организациях, поставляющих и потребляющих электрическую энергию. Важной функцией ИВК является формирование удельных норм энергопотребления. Система позволяет значительно сократить затраты на электроэнергию за счет незамедлительного информирования главного энергетика об энергопотреблении, потерях и отклонениях от норм на всех этапах технологического процесса.

Целью создания автоматизированной системы оперативно-диспетчерского управления и технического учета электроэнергии подстанций (ПС) 110/35/6 кВ является обеспечение сбора, обработки и передачи информации о параметрах режимов работы и состоянии коммутационного оборудования. В РУ "Новошахтинское" на ПС 110/35/6 кВ "Павловка-2" установлено шесть цифровых АЛЬФА-счетчиков.

От каждой ПС, на которых были установлены АЛЬФА-счетчики, отходят по несколько фидерных линий, по которым производится электропитание как оборудования, задействованного на добыче, так и на вскрыше. Сбор информации осуществляется на сервер оперативной обработки информации. Хранение обеспечивается сервером баз данных. Отображение информации выполняется на автоматизированных рабочих

местах диспетчера и главного энергетика. Для сбора информации используется радиоканал в диапазоне УКВ.

Вследствие плановых и внеплановых простоев экскаваторного парка за время наблюдения были получены индивидуальные характеристики потребления активной и потребления/выработки реактивной мощности для всех основных типов задействованных на разрезе экскаваторов. В результате проведения экспериментальных исследований получен большой набор статистических данных и по каждому из фидеров, и отдельно по всем экскаваторам, что позволяет провести анализ электропотребления.

Целью анализа данных являются обобщение содержащейся в них информации, выявление скрытых и подтверждение существующих проблем, приводящих к необоснованно высоким платежам за потребленную активную и реактивную электроэнергию разрезом.

Анализ потребления активной и потребления/генерации реактивной мощности временных рядов суточного и часового электропотребления по каждому из шести фидеров угольного разреза был проведен в следующем порядке:

1) построены зависимости исходных данных по активной и реактивной энергии в функции от времени в целях применения визуального метода оценки характера изменения данных во времени;

2) проведена очистка исходных данных, предусматривающая удаление из рассматриваемых суточных периодов энергопотребления излишних провалов (связанных с вынужденным простоем крупных электроприемников разреза с проведением ремонтных работ);

3) выполнен анализ энергопотребления основных типов экскаваторов:

ЭШ–20/90, ЭШ–15/90, ЭШ–10/70, ЭКГ–8И, ЭКГ–5.

Исследование проводилось по данным электропотребления РУ "Новошахтинское" за 2007–2010 гг. Данные снимались с АЛЬФА-счетчиков с длиной интервала 10 мин. Суточные графики электропотребления фидерных линий разреза для зимних месяцев (декабрь, январь, февраль) показаны на рис. 1 (выбирались смены, когда все электроприемники линий находились в работоспособном состоянии).

Для летних месяцев характерны изменения характеристик эксплуатации оборудования, связанные с изменениями горно-геологических условий на разрезе. Угледобывающие предприятия При-

морского края, ведущие добычу полезного ископаемого открытым способом, находятся под влиянием специфических погодно-климатических условий, присущих воздействию муссонного климата с жарким влажным летом. Среднегодовое количество осадков – 600 мм при колебаниях от 400 до 800 мм. Основное количество осадков приходится на летние месяцы. В летний и осенний периоды года наблюдаются ливневые дожди (с выпадением осадков до 198 мм в сутки). Относительная влажность воздуха летом – 90...95 %. Под воздействием климатических условий угледобывающие разрезы имеют ряд технологических и горно-геологических особенностей, влияющих на изменения потоков активной и реактивной энергии по фидерным линиям разреза.

Во время ливней дождевая вода, скатываясь по поверхностям уступов и отвалов, размывает слагающие их породы и образует в смеси с ними водугольно-породную пульпу, которая затапливает и заливают наиболее пониженные участки выработок разреза. Верхняя по высоте 1/3 часть пульпы, как ее наиболее жидкая фаза, практически сразу откачивается насосами. Следующая треть откачивается насосами после отстоя пульпы в течение нескольких суток. Оставшаяся, наименее жидкая, фаза пульпы после добавки в нее сухих пород экскавируется драглайнами, что увеличивает объемы переэкскавации горной массы в летний и осенний периоды года.

Суточные обобщенные графики электропотребления фидерных линий разреза для летних месяцев (июнь, июль, август) показаны на рис. 2. Так же как и для зимних месяцев выбирались загруженные смены, когда все электроприемники фидерных линий находились в работоспособном состоянии.

Анализируя полученные графики потребления активной мощности, можно сделать вывод, что как для летнего, так и для зимнего вре-

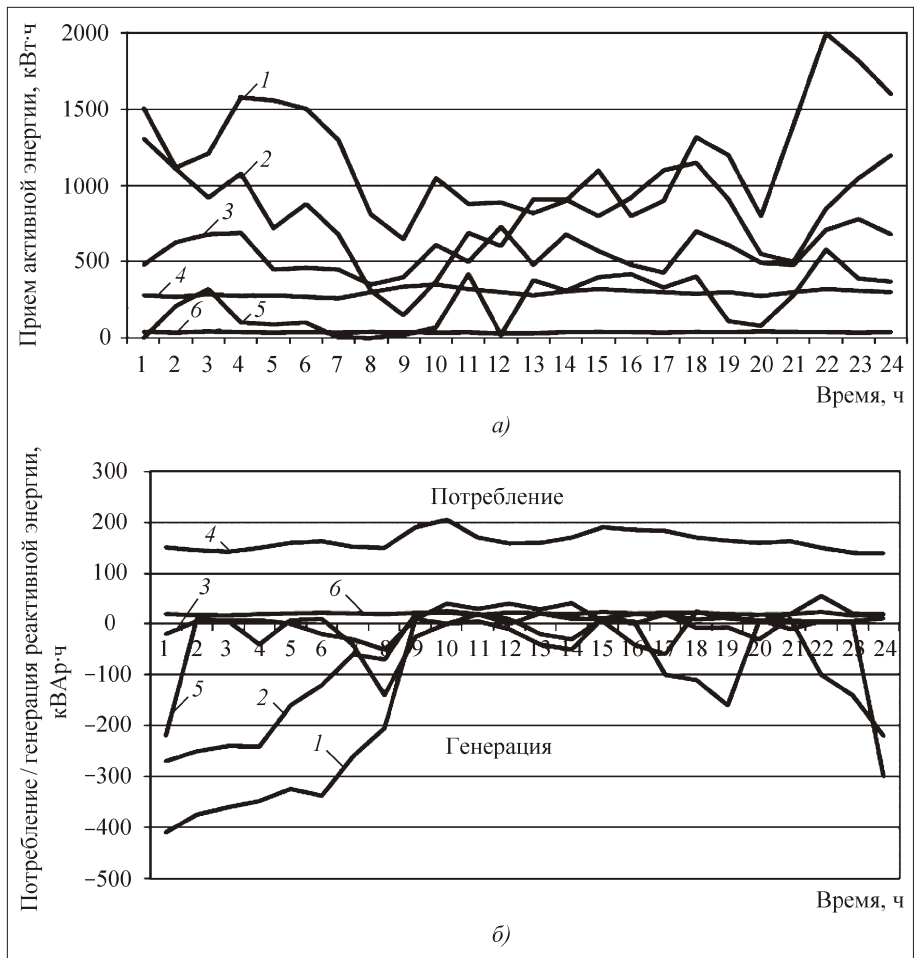


Рис. 1. Суточные графики потребления активной (а) и потребления/генерации реактивной (б) энергии фидерных линий разреза для зимних месяцев за период 2007–2010 гг.:

1 – фидерная линия "Отвал-3"; 2 – фидерная линия "Разрез-4"; 3 – фидерная линия "Карьерная-1"; 4 – фидерная линия "Павловка-2"; 5 – фидерная линия "Разрез-2,3"; 6 – фидерная линия "Отвал-2"

мени года для фидерных линий, от которых получают питание экскаваторы (фидерные линии "Отвал-3", "Разрез-2,3", "Разрез-4", "Карьерная-1"), наблюдаются схожие перепады потребления активной мощности в течение суток. Графики характеризуются наличием двух явных провалов потребления, приходящихся на интервал времени с 9 до 10 часов и в вечернее время с 20 до 21 часа. Это время соответствует смене машинистов экскаваторов. В эти же часы наблюдается некоторое увеличение генерации реактивной энергии по перечисленным выше фидерным линиям, что связано с отсутствием нагрузки на валу синхронных двигателей привода экскаваторов, которые работают в эти часы на холостом ходу.

Для фидерных линий "Павловка-2" и "Отвал-2" для летних и зимних месяцев характерно постоянство потребления активной энергии в течение

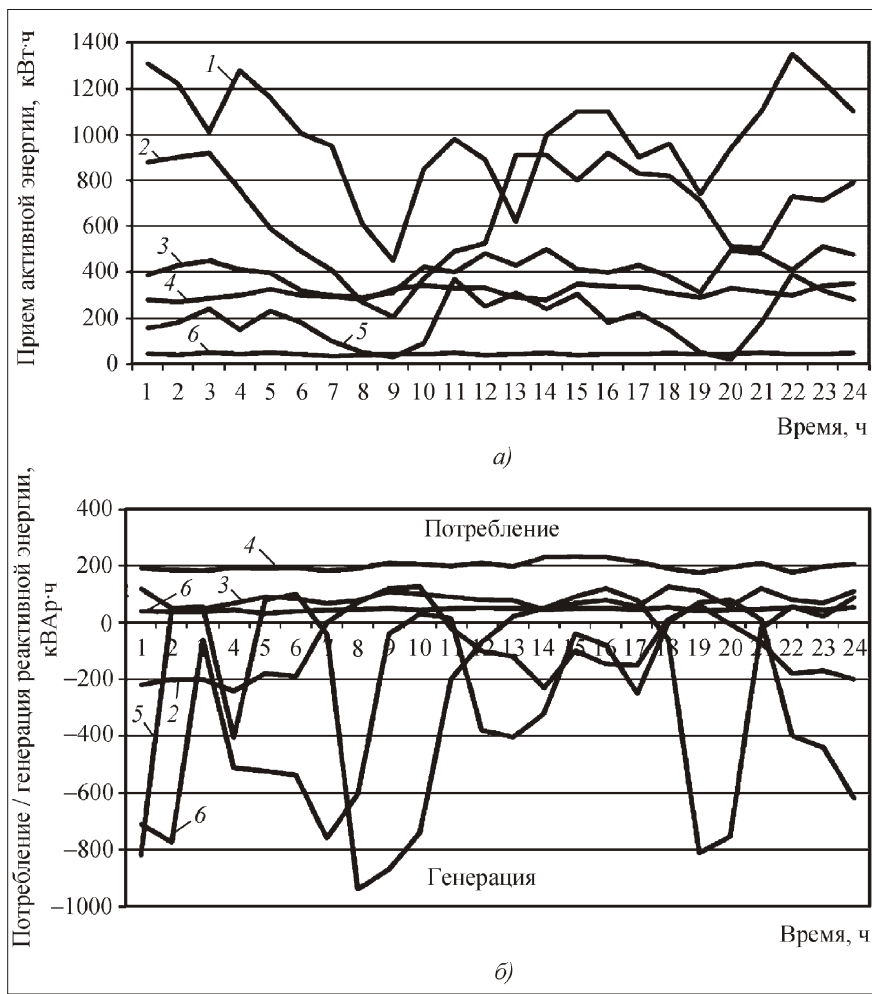


Рис. 2. Суточные графики потребления активной (а) и потребления/генерации реактивной (б) энергии фидерных линий разреза для летних месяцев за период 2007–2010 гг.: 1 – фидерная линия "Отвал-3"; 2 – фидерная линия "Разрез-4"; 3 – фидерная линия "Карьерная-1"; 4 – фидерная линия "Павловка-2"; 5 – фидерная линия "Разрез-2,3"; 6 – фидерная линия "Отвал-2"

суток, что связано с характером работы электроприемников, питающихся от данных линий (водоотлив, сортировочный и погрузочный бункеры, вспомогательные агрегаты и механизмы).

В летние месяцы происходит снижение потребления активной энергии в целом по разрезу. Это связано в первую очередь с изменением свойств эскавируемого грунта и, как следствие,

уменьшения активной нагрузки на валу приводов экскаваторов. По трудности экскавации породы угленосной толщи (за исключением базальтов) на рассматриваемом разрезе меняются от III – IV группы в зимний период до I – II группы – в летний.

Вывод

Потребление активной энергии по фидерным линиям в зимний и летний периоды меняется в зависимости от оборудования, которое получает питание от линий. Потребление активной энергии по фидерным линиям, от которых получают питание добычные и вскрышные экскаваторы, в летний период года уменьшается на 15...20 % по сравнению с зимними месяцами. При рассмотрении фидерных линий, от которых производится питание водоотливных установок, можно констатировать увеличение потребления активной энергии в летний период на 10...15 % по сравнению с аналогичным зимним периодом, что объясняется увеличением времени работы водоотливных механизмов.

Список литературы

1. **Изыгзон Н.Б.** Стратегия инвестиционной политики угольной отрасли России. М.: Недра коммюникейшенс, 2000. 178 с.
2. **Сазыкин В.Г.** Системный подход к проблеме изношенного электрооборудования // *Электрика*. 2001. № 4. С. 11–14.
3. **Сазыкин В.Г.** Электрогериятрия – новая технология эксплуатации электрооборудования // *Промышленная энергетика*. 2000. № 4. С. 11–14.

УДК 622.268.8:621.4

А.П. Вержанский, д-р техн. наук, проф., **М.С. Островский**, д-р техн. наук, проф., **Н.Б. Шубина**, канд. техн. наук, проф., МГГУ

E-mail: kaftmr@msmu.ru

Перспективы применения конструкционной керамики в горном машиностроении

Рассмотрено применение в России и за рубежом конструкционных керамик для деталей высоконагруженных узлов трения горных машин и оборудования; приведены свойства и современные способы повышения прочности, износостойкости и трещиностойкости.

Ключевые слова: конструкционная керамика, свойства, применение, перспективные материалы.

A.P. Verganski, M.S. Ostrovski, N.B. Shubina

Prospects of Application Constructional Ceramics in Mining Machinery and Equipment

Using of constructional ceramic in Russia and abroad for high loading pair of friction of mining machines and equipment is considered; promising methods for increase of strength property, wear proof and crack resistance are presented.

Keywords: constructional ceramic, properties, application, perspective materials.

Одним из основных факторов, влияющих на долговечность, безопасность горных машин и оборудования, работающих в тяжелых условиях (высокие нагрузки, агрессивные среды), является работоспособность узлов пар трения, для которых, в свою очередь, определяющим фактором являются правильный выбор материала и способов его обработки.

Материал для этих деталей должен обладать высокой прочностью, трещиностойкостью, износостойкостью, коррозионной стойкостью, технологичностью и экономичностью.

В настоящее время во многих странах ведутся крупномасштабные исследования в области разработки керамических и композиционных материалов, значительно превосходящих по своим свойствам металлические сплавы и пластмассы.

В плане применения керамических материалов важно отметить, что это конструкционные материалы для машиностроения XXI века, в получении которых используются продукты горно-производства и высокие технологии.

Перспективность керамики обуславливают следующие факторы:

- возможность обеспечивать различные свойства деталей в соответствии с требованиями условий эксплуатации благодаря способности работать в условиях высоких давлений, температур, агрессивных сред;
- низкий коэффициент трения, пониженный удельный вес и, соответственно, меньшая масса изделий;
- меньшая энергоемкость и более высокая экологичность процесса получения керамики по сравнению с металлическими материалами;
- широкая доступность сырья.

Темпы роста выпуска керамики в мире ежегодно на 15...20 % превышают показатели для других материалов. Основные производители керамики – Япония (48 %) и США (38 %) [1]. Применение конструкционных керамик в России и за рубежом приведено в табл. 1.

По данным ИГД им. А.А. Скочинского, на простой забоев из-за отказов гидросистем оборудования приходится 39 % потерь рабочего времени. Низкая износостойкость пар трения насосов серии Н-200К и погружных насосов типа ЭЦН приводит к существенному снижению произво-

Применение конструкционных керамик

Детали	Керамика	Фирма, страна
Детали двигателя: выхлопной клапан, гильза, головки поршней, гильза цилиндра, рычаг, ротор турбокомпрессора	Si_3N_4 , SiC	Исудзу, Япония [2]
Детали насосов: клапаны и уплотнения	SiC	Кёсер, Япония [3]
Подшипники высокооборотных машин (компрессоров, обрабатывающих центров), работающие при повышенной температуре и недостатке смазки	SiC Si_3N_4	Seradyne, США Toshiba, Япония, FAG, Германия, SKF, Швеция
Торцовые уплотнения погружных насосов и мешалок	ZrO_2	Швеция
Детали дизельного двигателя: цилиндры (облицовка) и др.	ZrO_2	Volkswagen, Германия [4]
Торцовые уплотнения центробежных насосов для перекачки абразивосодержащих жидкостей горно-добывающих производств	Si_3N_4 , SiC Самосвязанный SiC, ZrO_2 , частично стабилизированный	Великобритания Россия [5] ГНЦ РФ НПП "Технология" [6]
Подшипники скольжения и подпятники центробежных насосов горно-добывающих производств	SiC Si_3N_4	США Россия [5]
Шаровые краны, вентили, заслонки	Al_2O_3 Б6 (96 % Al_2O_3)	Sonoda, Япония Россия [5]
Детали поршневых двигателей: накладки поршня, вставки гильзы цилиндра, детали клапанного механизма	ZrO_2 SiC, Si_3N_4 , горячепрессованный Si_3N_4 с уплотняющими оксидами	Россия [5] ГНЦ РФ НПП "Технология" [6]
Насадки для промысловых узлов буровых долот, горловины насосов	МВ-2 (30 % WC, 40 % TiC, связка Ni, Mo)	Россия [5, 7]
Фильтры	Композиты на основе Al_2O_3 , SiC	ГНЦ РФ НПП "Технология" [6]
Плунжеры и кольца для шахтных насосов, торцовые уплотнения, подшипники скольжения	Al_2O_3 , SiC Композиты, содержащие MoO_3 , Si_3N_4	ДонНТУ, Украина Россия [5]
Плунжеры маслостанции	$\text{ZrO}_2 + 3 \text{ % Y}_2\text{O}_3$	Россия [7]

длительности по добыче нефти и газа из-за простоев оборудования. Существующий ресурс этих насосов часто не обеспечивает даже одного цикла обработки скважины. Наиболее изнашиваемыми сборочными единицами, лимитирующими ресурс всего насоса, являются плунжерная пара и подшипниковые опоры скольжения кривошипно-шатунного механизма.

Для решения проблемы повышения долговечности этого оборудования были выполнены следующие работы:

- выбрана номенклатура деталей, подлежащих изготовлению из керамики;
- разработаны технические требования на технологию изготовления силовых элементов гидросистем шахтной механизированной крепи из керамики;

- разработана рациональная конструкция уплотнительных узлов высоконапорных насосов кривошипно-шатунного типа;

- испытаны пары трения погружных насосов типа ЭЦН и пары трения плунжерной системы насосов серии Н-200К, применяемых для разрыва нефтяных пластов для повышения нефтеотдачи скважин;

- изготовлены из керамики втулки плунжеров шахтных насосов высокого давления типа УНП 55-250;

- разработана технология изготовления и сборки клапанной пары РМ1* из керамики и изготовлено несколько комплектов клапанных пар из керамики.

*Клапанный распределитель РМ1 применяется в системах дистанционного управления механизированными крепями.

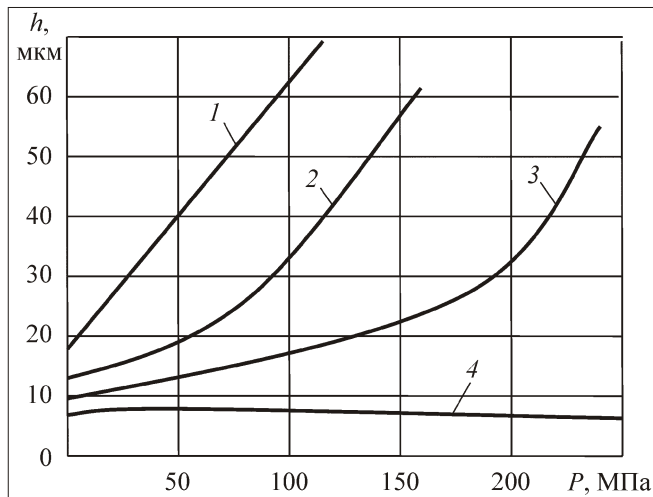


Рис. 1. Зависимость глубины пятна разрушения h от контактного давления P :
1 – сталь 40X13, HRC₃ 62; 2 – сталь 40X13 после карбонитрирования; 3 – сталь 40X13 хромированная; 4 – керамика Al_2O_3

Испытания пар трения проводились по разработанному в МГГУ вибрационному методу оценки триботехнических свойств. Методика предусматривает испытания в условиях граничного режима трения, который является более жестким, чем гидродинамический режим. Граничный режим, при котором трущиеся поверхности оказываются разделенными тонкой пленкой смазки (порядка сотых долей микрометров), требует минимизации скорости относительного движения при испытаниях. Принятая схема испытаний представляла собой образец с плоской рабочей поверхностью, к которому прижимается с усилием Q сферическое контртело, и на последнее накладываются гармонические колебания с тангенциальным усилием $T_0 = \cos t$.

Результаты испытаний, представленные на рис. 1 и 2, свидетельствуют о преимуществах керамических материалов.

Сравнительные ресурсные испытания гидрораспределительной аппаратуры (клапанная пара РМ1.00.01.030, состоящая из клапана и седла) проводились на экспериментальном стенде в лаборатории гидропривода Гипроуглемаша.

На основании выполненных испытаний было установлено:

1) долговечность изготовленных и испытанных плунжеров с керамическими поверхностями в 50 раз выше, чем у плунжеров, изготовленных из высоколегированной стали 95X18;

2) коэффициент трения керамики на основе Al_2O_3 по керамике без смазки составил $f = 0,33$; в тех же условиях сталь по стали имеет $f = 0,5$, т.е.

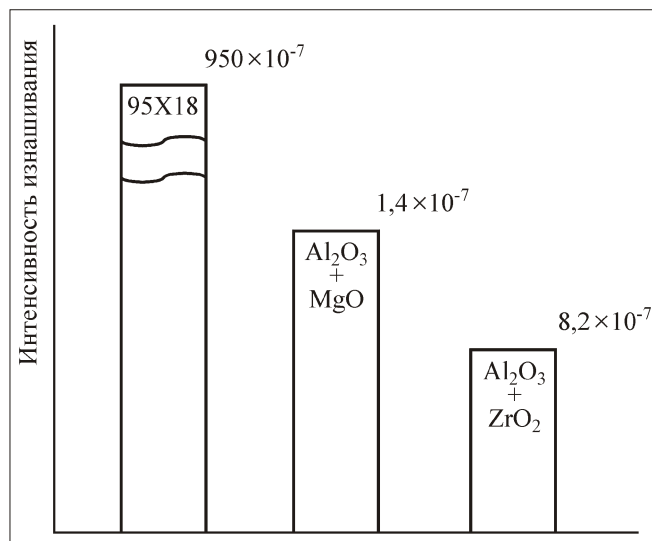


Рис. 2. Интенсивность изнашивания стали 95X18, керамики $Al_2O_3 + MgO$ и керамики $Al_2O_3 + ZrO_2$

имеется явное преимущество керамики в плунжерных узлах;

3) исследование качества поверхности (отсутствие дефектов, трещин, пор, величина шероховатости) показало наилучшие свойства у оксидной керамики;

4) наиболее высокую твердость из исследованных керамик ЦМ-322 ($Al_2O_3 + 0,2...0,4\% MgO$), 22ХС ($Al_2O_3 + 0,5...1\% MgO$), Si_3N_4 , $Al_2O_3 + ZrO_2$ имеет керамика $Al_2O_3 + ZrO_2$, ее твердость близка к твердости рубина и составляет 2500 НВ;

5) наиболее износостойкой является керамика $Al_2O_3 + ZrO_2$, однако это весьма дорогой материал и его применение оправдано для деталей, работающих при высоких температурах;

6) интенсивность изнашивания пары трения керамика–керамика составляет $3,84 \cdot 10^{-8}$, а пары сталь–керамика – $23,5 \cdot 10^{-8}$;

7) керамики имеют хорошую стойкость против коррозии, высокую теплостойкость и низкий удельный вес;

8) стоимость керамики из диоксида алюминия ниже по сравнению со сталью 95X18 в 5 раз. Однако получение деталей из тонкокристаллической керамики со стабильными механическими свойствами требует тщательно отработанной технологии. Сложность представляют процессы соединения с другими материалами и контроля;

9) однако отсутствие пластичности, чувствительность к надрезу, предрасположенность к хрупкому излому, низкая трещиностойкость, высокие затраты на финишную обработку по-

верхности и проблемы техники соединения керамики с другими материалами заставляют в каждом конкретном случае всесторонне рассматривать проблему.

На основании вышеизложенного дальнейшую работу по замене металлических материалов для деталей пар трения в горных машинах и оборудовании целесообразно вести по следующим направлениям.

1. Подбор вида керамики, способа получения и обработки керамических материалов с повышенной трещиностойкостью и вязкостью

Так, правильный выбор бескислородной керамики МВ-2 для насадок буровых долот, работающих в условиях жесткого гидроабразивного воздействия, привел к снижению износа почти в 40 раз по сравнению с корундовой керамикой Al_2O_3 [5]. Технология получения керамики постоянно совершенствуется [1, 5–11]. Получены конструкционные керамики на основе частично стабилизированного диоксида циркония (оксидами MgO , Y_2O_3), отформованные методом горячего изостатического прессования и трансформационно упрочненные (старением); разрабатываются новые процессы, позволяющие снизить хрупкость (основной дефект керамики) и обеспечить шероховатость поверхности Ra до 0,01 мкм. Свойства керамики во многом зависят от способа ее получения и обработки. Так, керамика из самосвязанного SiC имеет прочность до 500 МПа и трещиностойкость до $4 \text{ МПа м}^{1/2}$, а полученная горячим изостатическим прессованием соответственно 800 МПа и $5,5...7 \text{ МПа м}^{1/2}$ [5].

2. Применение ультрадисперсных порошков

Наибольшие значения прочности при изгибе (до 2000 МПа) и трещиностойкости до $15 \text{ МПа м}^{1/2}$ достигнуты при спекании заготовок из ультрадисперсных порошков (размер зерна менее 1 мкм). Из нанопорошков диоксида циркония, легированного 3 % оксида иттрия, изготовили плунжеры маслостанции СНТ-32, эксплуатационные испытания которых показали увеличение срока службы до 20 раз [5, 7, 9]. Прогнозируется дальнейшее улучшение свойств корундовой керамики при использовании особотонкодисперсных порошков с частицами размером менее 0,01 мкм [1].

3. Использование композиционных материалов с керамической матрицей либо армированных керамическими волокнами, что обеспечивает существенное повышение вязкости разрушения

Широкое применение получают износостойкие композиционные материалы с керамической матрицей (Al_2O_3) и дисперсными частицами ZrO_2 до 30 %, имеющие прочность до 1500 МПа и трещиностойкость до $15 \text{ МПа м}^{1/2}$; композиционные керамические материалы SiC–Si, полученные реакционным спеканием (заготовка из прессованного порошка SiC пропитывается жидким Si); композиционный материал из кубической фазы ZrO_2 , упрочненный дисперсными выделениями тетрагональной фазы ZrO_2 и др. Введение в керамическую матрицу Si_3N_4 , состоящую из равноосных зерен, удлиненных зерен Si_3N_4 (самоармированные керамические материалы) позволяет получить трещиностойкость более $10 \text{ МПа м}^{1/2}$, что в 2 раза больше трещиностойкости горячепрессованного Si_3N_4 [10].

4. Обработка поверхности изделий различными методами, включая нанесение керамических покрытий и синтез металлокерамического защитного слоя на поверхности трения

Применение силикатно-керамической композиции "Forsun", вводимой между трущимися поверхностями с помощью масла или пластичной смазки, которая в процессе эксплуатации на поверхности трения образует защитный слой. Полученное покрытие имеет аномально низкий коэффициент трения (0,003...0,005) и обладает отличными защитными свойствами от фреттинг-коррозии [9].

5. Стендовые и промышленные испытания деталей горных машин и оборудования из керамик на основе нитрида и карбида кремния, изготовленных по прогрессивным технологиям

Основные свойства современных конструкционных керамик приведены в табл. 2.

Выводы

1. Универсальной керамики не существует. Небольшие различия в ее составе обуславливают значительное изменение свойств. Можно сказать, что нет предела совершенствованию материалов и керамических материалов в частности.

2. Работы по применению керамических материалов для деталей горных машин, безусловно, должны быть продолжены.

Основные свойства конструкционных керамик

Материал	Прочность при изгибе, МПа	Трещиностойкость, МПа м ^{1/2}	По данным
Si ₃ N ₄	450...600	3...5	[1]
Композиционный материал (КМ) на основе Si ₃ N ₄ , армированный SiC (35 %)	600...1200	9...11	[11]
SiC	400 250 500	2,5...7 4 4	[1] [11] [5]
Самосвязанный SiC, полученный горячим изостатическим прессованием	800	5,5...7	[5]
КМ на основе SiC, армированный волокнами SiC	До 450	10	[11]
Al ₂ O ₃	450 500	1,0...2,5 4	[1] [11]
КМ на основе Al ₂ O ₃ , упрочненный дисперсными частицами ZrO ₂ (до 30 %)	1500	До 15	[1, 6]
Нанокompозит на основе Al ₂ O ₃ /SiC Нанокompозит на основе Si ₃ N ₄ /SiC	1520	4,8	[10]
КМ, упрочненный на основе ZrO ₂ частично стабилизированный MgO	До 690	7...15	[11]
КМ на основе ZrO ₂ +30 % ZrO ₂ (дисперсная фаза)	До 1500	15	[1]

Список литературы

1. Кульметьева В.Б., Порозова С.Е. Керамические материалы: получение, свойства, применение. Пермь, 2009. 237 с.

2. **What's ahead for ceramic in engine?** Adv. mater and processing. Metal Progr., 1989. Vol. 134. 2. P. 11–14.

3. **Snake pump made of fine ceramic.** New technol. Japan, 1988. Dec. P.18.

4. **Poppes P. Eng.** Ceramic in West Germany. New mater and their appl. Proc. Just. Phys. Conf. Warwick, 1987, 22 – 25, sept.

5. **Гаршин А.П. и др.** Машиностроительная керамика. СПб., 1997. 796 с.

6. **Лукин Е.С. и др.** Современная оксидная керамика и области ее применения // Конструкции из композиционных материалов. 2007. № 1.

7. **Даниленко И.А. и др.** Нанопорошки из оксида циркония и износостойкая керамика на их основе // Конструкции из композиционных материалов. 2007. № 1.

8. **Тонкая** техническая керамика / под ред. Янагида Х.: пер. с японск. / под ред. Карклита А.К. М., 1986. 276 с.

9. **Денисова Н.Е. и др.** Триботехнические материалы. Пенза, 2006. 264 с.

10. **Баринов С.М., Шевченко В.Я.** Прочность технической керамики. М., 1996. 159 с.

11. **Новые материалы** / под ред. Ю.С. Карабасова. М., 2002. 736 с.

УДК 669.18

В.И. Болобов, д-р техн. наук, проф., **В.Л. Бобров**, асп., **М.П. Талеров**, асп., **В.В. Мишин**, асп., СПГГИ (ТУ)

E-mail: boloboff@mail.ru, level27066@mail.ru

К распределению микроструктуры по длине породоразрушающих резцов^{НГ}

Приведен анализ данных механических и металлографических исследований тангенциальных поворотных породоразрушающих резцов российских и зарубежных производителей. Указана причина быстрого изнашивания тангенциальных резцов российского производства.

Ключевые слова: тангенциальный резец, твердость по образующей корпуса резца, химический состав, неравномерный износ, микроструктура поверхности, термообработка.

V.I. Bolobov, V.L. Bobrov, M.P. Talerov, V.V. Mishin

The Distribution of Microstructure Length Rock Cutting Cutters

The analysis data of mechanical and metallographic researches of tangential rotary cutters of the Russian and foreign manufacturers is resulted. The reason of fragility of tangential cutters of the Russian manufacture is specified.

Keywords: tangential cutter, the hardness of the shell generator tool, chemical composition, neravnemnny wear, surface microstructure, heat treatment.

В настоящее время на проходческих и до- бычных комбайнах большое распространение получили так называемые тангенциальные по- воротные резцы. Для повышения стойкости к износу их в головной части армируют твердо- сплавными вставками обычно из сплавов груп- пы ВК [1]. Однако эта мера не исключает кон- такта головной части стального корпуса резца с разрушаемой породой, а следовательно, и ее из- нашивания. Более того, эксплуатация показыва- ет, что в большинстве случаев первопричиной выхода российских резцов из строя при работе по твердым породам является истирание голов- ной части их корпуса. Это приводит к обнаже- нию и последующему скалыванию твердосплав- ной вставки.

Низкая износостойкость корпуса российских тангенциальных резцов объясняется специфи- кой распределения микроструктуры и, как след- ствие, твердости используемого материала по длине корпуса резца.

Для исследований были взяты три резца мар- ки РС32 и два резца Q2AA австрийской фирмы First-Alpina консорциума Sandvik подобной гео- метрии, отличающиеся существенно более вы- сокой износостойкостью. Химический состав материала корпуса резцов исследовали рентге-

нофлуоресцентным способом на спектрометре ED2000 [2], микроструктуру различных зон кор- пуса резцов анализировали под микроскопом Zeiss Observer D1m. Замеры твердости проводи- ли на твердомере Роквелла и универсальном твердомере Zwick/Roel ZHU. Поскольку дан- ные приборы предназначены для измерения твердости только горизонтальных поверхностей материалов, для получения достоверных резуль- татов анализируемые резцы подвергали специ- альной механической обработке в целях созда- ния на них указанных поверхностей. Для опре- деления твердости сердцевины резца каждая зо- на предварительно разрезалась в направлении, перпендикулярном его оси.

Результаты экспериментов

Результаты спектрального анализа приведены в таблице (содержание углерода при данном спо- собе анализа не фиксируется). Там же представ- лен химический состав стали 35ХГСА [3] как ма- териала, наиболее часто используемого для изго- товления корпусов российских резцов [4].

Как следует из данных таблицы, химический состав материала корпуса российского резца РС32 достаточно близок к составу стали 35ХГСА. Из этого следует, что материалом кор-

Распределение элементов в материалах корпуса резцов в сравнении с составом стали 35ХГСА

Резец, сталь	Химический элемент, % масс.				
	Si	Mn	Cr	Ni	Cu
PC32	1,73	0,85	1,02	0,03	0,08
Q2AA	0,26	1,43	0,14	—	—
35ХГСА	1,1...1,4	0,8...1,1	1,1...1,4	≤0,3	≤0,3

пуса является именно эта сталь. Материал корпуса импортного резца Q2AA представляет собой марганцевую сталь – аналог российских сталей 30Г2 или 40Г2 (0,17...0,37 Si; 1,4...1,8 Mn).

Замеры твердости показали, что по окружности корпуса российского резца твердость поверхности каждой зоны практически одинакова (рис. 1). В то же время, по длине резца она распределена крайне неравномерно: максимальна (~55 HRC₃) на самой широкой части корпуса (см. рис. 1, зона I), минимальна (~32 HRC₃) в его средней части (зона III) и несколько больше в головной (зона IV). Причем зоны III, IV как раз и контактируют с разрушаемой породой в процессе эксплуатации, подвергаясь абразивному износу. Кроме того, твердость сердцевины корпуса российского резца (кривая 1, рис. 2) меньше, чем на поверхности (кривая 2) и также убывает по направлению к головной части.

Исследования корпуса резца Q2AA показали, что твердость поверхности по всей его длине остается неизменной (кривая 3) и имеет величину ~49 HRC₃, достаточную для обеспечения высо-

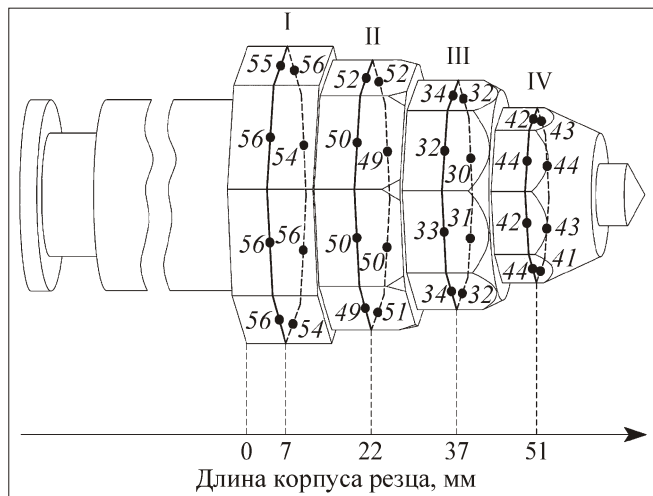


Рис. 1. Распределение твердости (HRC₃) поверхностных слоев резца PC32 по его длине¹

¹ Показан резец с уже отработанной поверхностью для замеров твердости в виде ступенчатого восьмигранника. Сам резец изначально имеет форму корпуса.

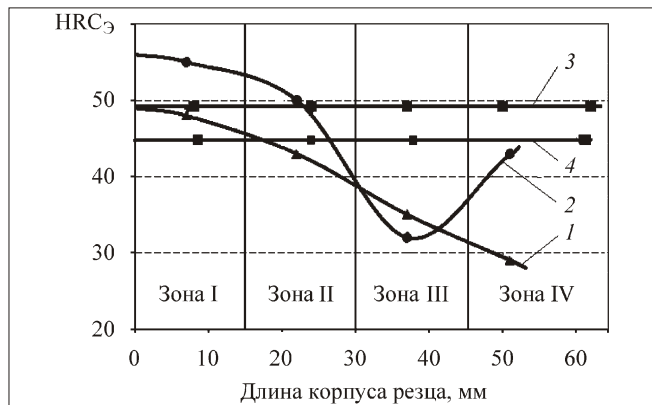


Рис. 2. Распределение твердости по длине резцов:
1 – в сердцевине резца PC32; 2 – на поверхности резца PC32; 3 – на поверхности резца Q2AA; 4 – в сердцевине резца Q2AA

кой износостойкости материала. Твердость в середине резца Q2AA также неизменна и составляет ~45 HRC₃ (кривая 4).

Микроструктуру поверхности различных зон корпуса российского резца иллюстрирует рис. 3. Видно, что в структуре стали присутствуют две составляющие – темного и светлого цвета, причем, при переходе от зоны I (см. рис. 3, а) к зоне III (см. рис. 3, б) количество светлой составляющей в структуре существенно возрастает (от 12,2 к 39,9 %). Результаты замера микротвердости и анализ полученных микроструктур позволили заключить, что светлая из структурных составляющих имеет для всех зон одинаковую природу и представляет собой зерна феррита, располагающиеся по границам бывших аустенитных зерен. В то время как природа темной составляющей для каждой зоны различна: для зоны I ее основу составляет мартенсит (477HV), для зоны III – сорбит (273HV) и для зоны IV – бейнит (381HV).

В соответствии с типовым технологическим процессом пайки и термической обработки породоразрушающего инструмента [1], принятым на основных российских заводах-изготовителях, корпус тангенциального резца вместе с твердосплавной вставкой и припоем нагревают токами высокой частоты до рабочей температуры пайки (1070...1100 °С), подстуживают до 850...880 °С и подвергают изотермической закалке в расплавленной селитре при температуре T_{и.з.} = 240...280 °С, чем достигается минимизация внутренних напряжений, возникающих в резце при пайке.

Как можно заключить из сопоставления используемой температуры T_{и.з.} резцов с температурой начала мартенситного превращения стали 35ХГСА (M_H = 320...360 °С для стали 30ХГС [5]), материал корпуса резца после термической обра-

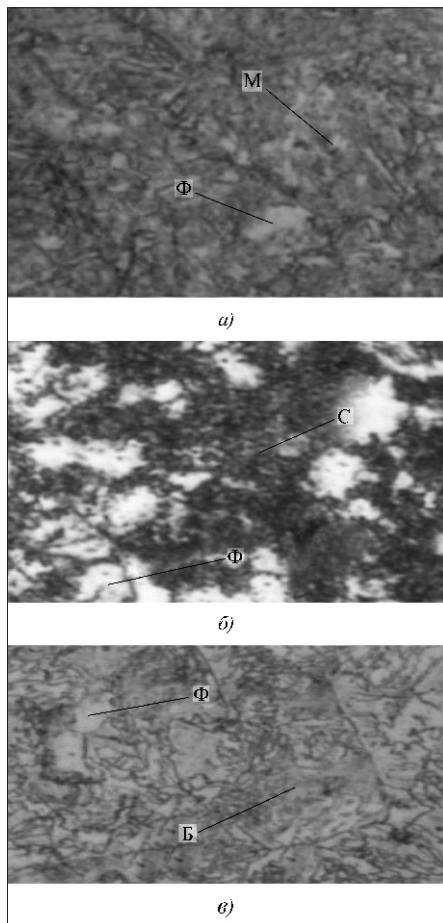


Рис. 3. Микроструктура поверхностного слоя зон I (а), III (б) и IV (в) корпуса резца РС32, $\times 1000$:

М – мартенсит; Ф – феррит; С – сорбит; Б – бейнит

ботки должен приобретать мартенситную структуру, которая, наряду с небольшим количеством феррита, действительно и наблюдается в зоне I корпуса. Логично предположить, что появление других структур – сорбита и бейнита в зонах III, IV корпуса обусловлено незапланированной выдержкой материала этих зон при температурах соответствующих превращений (аустенит \rightarrow феррит, аустенит \rightarrow сорбит, аустенит \rightarrow бейнит) в стали в период, предшествующий изотермической закалке. На рис. 4 показана термокинетическая диаграмма превращения аустенита в стали 30ХГС (близкая к стали 35ХГСА). На диаграмму в соответствии с температурным режимом закалки резца в процессе производства [1] нанесены кривые охлаждения различных зон его корпуса. По кривым охлаждения можно судить, что аустенит претерпевает перлитное или бейнитное превращение с появлением соответствующих составляющих (Ф+С или Ф+Б) в структуре стали. Появление этих более мягких по сравнению с мартенситом составляющих в структуре материала головной части корпуса приводит к снижению его твердости и, как следствие, износостойкости.

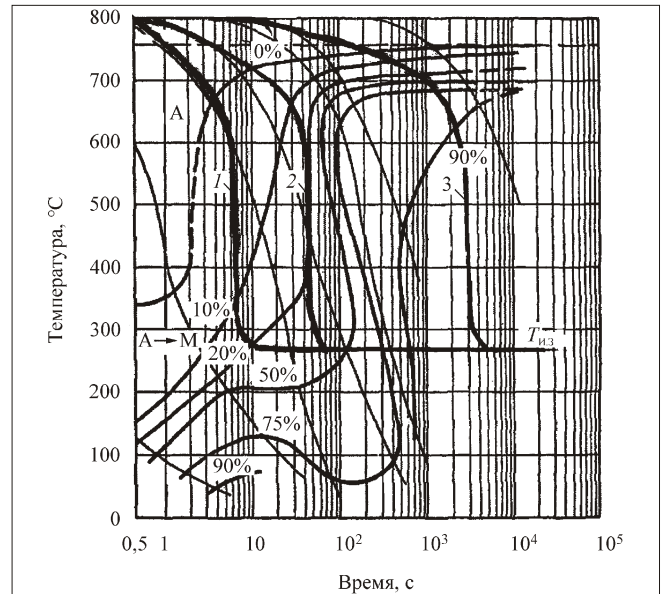


Рис. 4. Термокинетическая диаграмма превращения аустенита в стали 30ХГС и предполагаемые кривые охлаждения различных зон корпуса резца РС32:

1 – зона I; 2 – зона IV; 3 – зона III

Таким образом, исследования показали, что резцы марки РС32 имеют различную твердость корпуса по его длине, причем минимальная твердость наблюдается в головной части корпуса.

Низкая твердость и, как следствие, недостаточная износостойкость головной части корпуса резцов обусловлена закалкой материала этой зоны не на мартенсит, а на более мягкие сорбит и бейнит. Эта неоднородность появляется в процессе подстуживания перед изотермической закалкой изделий.

Коническая форма резца приводит к неравномерному его охлаждению. В результате к этапу изотермической закалки изделие имеет разную температуру от конца с твердосплавной вставкой к широкой части. Подстуживание не на воздухе, а в жидкой среде (расплаве соли) позволит получить одинаковую по всей длине изделия температуру и избежать появления неоднородности в структуре в процессе изотермической закалки.

Список литературы

1. Крапивин М.Г., Раков И.Я., Сысоев Н.И. Горные инструменты. М.: Недра, 1990.
2. Болобов В.И., Габов В.В., Гембицкая И.М. и др. К применению метода рентгенофлуоресцентной спектроскопии для определения марки стали породоразрушающего инструмента // Записки горного института. СПб., 2007. Т. 77. С. 173–175.
3. Марочник сталей и сплавов / под ред. В.Г. Сорокина. М.: Машиностроение, 1989.
4. Резцы для очистных и проходческих комбайнов. Общие технические условия. ГОСТ Р 51047–97. М.: Госстандарт России, 1998.
5. Попов А.А., Попова Л.Е. Изотермические и термокинетические диаграммы распада переохлажденного аустенита. Справочник термиста. М.: Металлургия, 1965.

Зависимость ресурса гидростойки от уровня качества соединений

Рассмотрена зависимость ресурса гидростойки механизированной крепи от уровня качества соединений. Зависимость получена по данным из технической и технологической документации на отечественные стойки.

Ключевые слова: гидростойки, соединения, ресурс, качество, точность.

Yu.F. Nabatnikov, Hel.I. Sizova, O.V. Belyankina

Dependence of Life of Hydraulic Jack on Quality Level of Joints

Dependence of life of powered roof support hydraulic jack on quality level of joints is considered. Dependency is derived basing of data of technical and processing documentation for Russian hydraulic jacks.

Keywords: hydraulic jack, joint, life, quality, accuracy.

Гидростойки механизированных крепей (стойки) являются сложными гидромеханическими системами, состоящими из большого количества различных деталей и их соединений. Наиболее ответственными и нагруженными являются соединения цилиндра с поршнем и грундбуксы со штоком. Из-за наличия зазоров в этих соединениях и эксцентрично приложенной осевой нагрузки шток перекашивается относительно цилиндра. В зонах контакта поршня с цилиндром и штока с грундбуксой возникают значительные контактные напряжения, которые могут привести к пластической деформации рабочих поверхностей и их интенсивному износу. Поэтому мы считаем, что ресурс именно этих соединений определяет ресурс стойки в целом. Кроме того, цилиндры и штоки являются наиболее трудоемкими в изготовлении, а следовательно, и наиболее дорогими деталями стойки.

В процессе работы стойки зазоры в соединениях постепенно увеличиваются из-за износа сопряженных поверхностей. После определенного периода эксплуатации износ деталей в соединениях достигает предельного значения, при котором резко ухудшаются эксплуатационные показатели или дальнейшая эксплуатация стойки становится невозможной.

Закономерности изнашивания поверхностей обычно описываются кривыми износа (рис. 1). Износ поверхностей отверстия и вала протекает соответственно по зависимостям $U_1 = f_1(T)$ и

$U_2 = f_2(T)$, где T – ресурс соединения. Величина зазора S_0 соответствует зазору, полученному в результате сборки соединения при изготовлении стойки, а зазор $S_{пр}$ – предельному зазору, при котором резко повышается интенсивность изнашивания поверхностей соединения.

Увеличение ресурса соединения может быть достигнуто несколькими путями. Во-первых, можно повысить точность обработки сопрягаемых поверхностей и тем самым уменьшить величину допуска на зазор в соединении. Повышени-

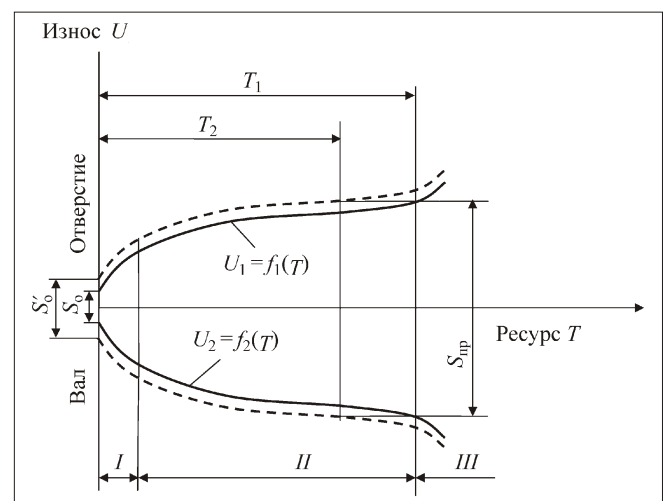


Рис. 1. Изменение зазора от продолжительности работы соединения: I – приработка; II – установившийся износ; III – интенсивный износ; T_1 – ресурс соединения с зазором S_0 ; T_2 – ресурс соединения с зазором $S_0 > S_0$

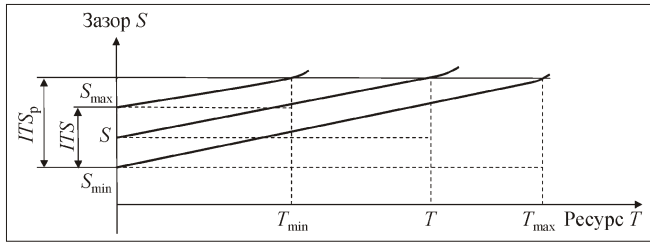


Рис. 2. Кривые изнашивания соединения без учета приработки: ITS – допуск на зазор при сборке соединения (при изготовлении стойки); $ITS_p = S_{пр}$ S_{min} – эксплуатационный допуск на зазор в соединении

ем качества сборки можно обеспечить в соединениях наименьшие зазоры, а за счет повышения износостойкости сопрягаемых поверхностей снизить интенсивность их изнашивания. Оптимизация конструктивных решений в целях снижения действующих на соединение нагрузок и применение более прочных материалов увеличивают значение предельного зазора $S_{пр}$ и тем самым ресурс соединения.

Время приработки поверхностей существенно меньше общего ресурса соединения и в ряде случаев им можно пренебречь. Без учета приработки кривые изнашивания можно свести к схеме, представленной на рис. 2. Зазоры в соединениях являются случайными величинами, лежащими в определенных границах. Поэтому зазоры в соединениях стоек будут различаться по величине.

Очевидно, что соединение, собранное с минимально допустимым по технической документации зазором S_{min} , будет иметь наибольший ресурс T_{max} по отношению к соединениям с большими зазорами. Если задан предельный зазор $S_{пр}$, то величину ресурса соединения T , собранного с зазором $S > S_{min}$, можно определить из условия подобия треугольников:

$$\frac{T}{T_{max}} = \frac{S_{пр} - S}{S_{пр} - S_{min}} \quad (1)$$

Отметим, что левая часть данного уравнения представляет собой долю ресурса соединения с зазором S от максимального возможного ресурса, который обеспечивается при зазоре в соединении, равном S_{min} .

В таблице приведены параметры точности сопрягаемых поверхностей в соединениях поршня с цилиндром и грундбоксы со штоком в соответствии с наиболее распространенной на рабочих чертежах стоек посадкой вида $H9/f9$ и действующей системой допусков и посадок [1]. Из таблицы следует, что зазоры в соединениях различных стоек из партии могут различаться более чем в 6 раз. При этом каждая из этих стоек будет соответствовать требованиям технической документации. Следовательно, при сборке соединений методом полной взаимозаменяемости невозможно обеспечить равноресурсность стоек. Одни стойки будут иметь сравнительно высокий ресурс, а другие – низкий. Это оказывает существенное влияние на надежность и эффективность эксплуатации механизированной крепи в целом.

Определение величины предельного зазора в соединении $S_{пр}$ представляет собой сложную инженерную задачу, успешное решение которой, на наш взгляд, дано в работе [2]. Предельный зазор находится с использованием зависимостей, полученных по результатам математического моделирования напряженного состояния стойки на ЭВМ методом конечных элементов. На рис. 3 представлена зависимость контактных напряжений для грундбоксы $G_{гр}$ и поршня $G_{п}$ от величины зазора. Как видно, для грундбоксы величина предельного зазора равна 0,35 мм, для поршня предельный зазор не установлен (при зазоре 1 мм величина контактного напряжения еще меньше допустимого).

Вопросами оценки качества соединений длительное время занимались в Московском государственном горном университете профессора Г.И. Солод и Я.М. Радкевич. Суть полученных ими результатов сводится к следующему. Одним

Параметры точности поверхностей и соединений

Внутренний диаметр цилиндра, мм	Предельные отклонения размера, мкм				Зазор в соединении, мкм		
	цилиндра		поршня		минимальный S_{min}	максимальный S_{max}	S_{max}/S_{min}
	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее			
Свыше 80 до 120 включительно	0	87	36	123	36	210	5,8
> 120 > 180	0	100	43	165	43	243	5,7
> 180 > 250	0	115	50	143	50	280	6,4

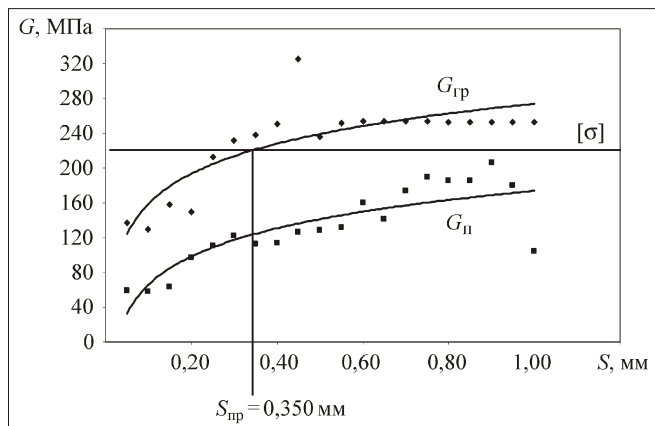


Рис. 3. Зависимость контактных напряжений на грундбуксе $G_{гр}$ и поршне $G_{п}$ от величины зазора S между рабочими поверхностями стойки: $[\sigma]$ – допускаемое контактное напряжение

из основных показателей качества соединений деталей является зазор, который определяет особенности контакта деталей по сопрягаемым поверхностям. От величины зазора, полученного при сборке соединения, в конечном счете зависит его ресурс. Если значение зазора выходит за предельно допустимую величину, то такое соединение бракуется, если не выходит – считается годным. Это решение принимается на стадии технического контроля фактических размеров деталей. В процессе эксплуатации зазоры в соединениях увеличиваются до предельной величины, которая определяется их эксплуатационным ресурсом. Очевидно, что соединения, изготовленные с меньшими зазорами, будут иметь больший эксплуатационный ресурс. Это соображение было положено в основу методических материалов по оценке качества соединений деталей при изготовлении [3]. Основные положения данной методики:

- при оценке уровня качества соединения учитываются погрешности измерения ;
- уровень качества соединения равен единице, если зазор в соединении равен минимально допустимой по технической документации величине, т.е. $K = 1$ при $S = S_{\min}$;
- уровень качества соединения равен нулю, если зазор в соединении равен максимальной величине, т.е. $K = 0$ при $S = S_{\max}$;
- зависимость между уровнем качества и величиной зазора является квадратичной. Уровень качества соединения определяется по формуле:

$$K = 1 - \frac{S - S_{\min}}{ITS} \cdot \frac{S - S_{\min}}{ITS} = 1 - \frac{(S - S_{\min})^2}{(ITS)^2}, \quad (2)$$

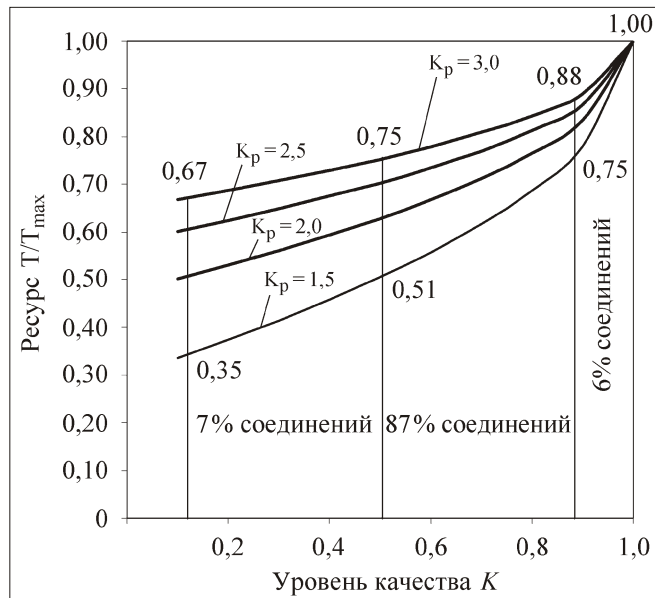


Рис. 4. Зависимость ресурса соединений от уровня качества при различных значениях K_p (9-й квалитет точности сопрягаемых поверхностей)

где ITS – допуск на зазор; S – зазор в соединении, полученный при сборке.

Величина погрешности измерения определяется в соответствии с рекомендациями ISO-5725 и принимается равной $= 0,05ITS$.

Для установления взаимосвязи ресурса с уровнем качества соединения приведем уравнение (2) к виду:

$$S = 1,05ITS\sqrt{1-K} \cdot S_{\min}.$$

Подставляя это выражение в формулу (1), получим:

$$\frac{T}{T_{\max}} = 1 - \frac{S_{нр} - 1,05ITS\sqrt{1-K} \cdot S_{\min}}{S_{нр} - S_{\min}}$$

или

$$\frac{T}{T_{\max}} = 1 - \frac{1,05ITS\sqrt{1-K} \cdot S_{\min}}{S_{нр} - S_{\min}} = 1 - \frac{1,05ITS\sqrt{1-K}}{ITS_p} = 1 - \frac{1,05\sqrt{1-K}}{K_p},$$

где $K_p = ITS_p/ITS - 1$ – коэффициент запаса ресурса соединения по точности.

Зависимость ресурса от уровня качества при различных значениях коэффициента K_p представлена на рис. 4. Зависимость построена для 9-го квалитета точности сопрягаемых поверхностей. Посадка в соединениях – H9/f9. Сборка

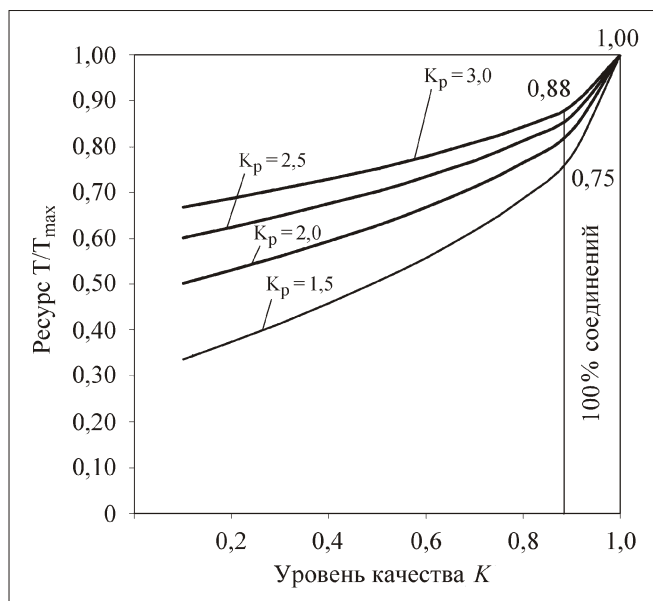


Рис. 5. Зависимость ресурса соединений от уровня качества при различных значениях K_p (7-й квалитет точности сопрягаемых поверхностей)

соединений – по методу полной взаимозаменяемости. Распределение соединений получено моделированием на ЭВМ.

При уровне качества соединения $K=1$ зазор в соединении равен $S=S_{\min}$, а отношение $T/T_{\max}=1$. В этом случае ресурс соединения будет равен максимально возможному значению. Если уровень качества соединения близок к нулю, то отношение $T/T_{\max} \approx 1,05 ITS_p / ITS_p \approx 1,05 / K_p$, и ресурс соединения минимален.

Данная зависимость универсальна. При любых значениях K_p ресурс соединения стремится к максимальной величине, если уровень качества близок к единице. Этого можно достичь, обеспечивая при изготовлении и сборке зазоры в соединениях, близкие по величине к минимально допустимому значению.

Из зависимостей, представленных на рис. 4, следует, что действующая технология изготовления и сборки деталей не позволяет обеспечить однородность стоек по ресурсу. Ресурсы различных стоек из партии изделий могут различаться более чем в 2 раза. При точности обработки сопрягаемых поверхностей не по 9-му, а по 7-му квалитету однородность соединений по ресурсу существенно выше (рис. 5). Однако в этом случае

трудоемкость обработки увеличивается в 2,5 раза, время на контроль размеров – в 7 раз, а затраты на брак достигают 20 % от общей стоимости обработки [4]. Кроме того, отечественные заводы горного машиностроения не располагают производственными мощностями и кадрами, способными стабильно обеспечить такую точность. Компромиссным решением, на наш взгляд, следует считать изготовление деталей по 9...10-му квалитету точности, а их сборку – по 7-му квалитету. Для этого необходим метод, обеспечивающий заданный уровень качества соединений и позволяющий проводить сборку без образования и накопления незавершенного производства.

Выводы

1. Установлена зависимость ресурса гидростойки от уровня качества соединений. Показано, что действующая технология изготовления и сборки деталей не позволяет обеспечить однородность стоек по ресурсу. Ресурсы различных стоек из партии изделий могут различаться более чем в 2 раза.

2. Ресурс гидростойки существенно повышается при точности в соединениях не ниже 7-го квалитета. Изготовление соединений с такой точностью требует существенных затрат и наличия производственных мощностей соответствующего технического уровня.

3. Для повышения ресурса гидростойки необходим метод, позволяющий обеспечить точность в соединениях по 7-му квалитету при точности изготовления сопрягаемых поверхностей по 9...10-му квалитету.

Список литературы

1. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник. М.: Стандарты, 1989. Т.1. 263 с.
2. Белянкина О.В., Набатников Ю.Ф. Определение параметров контактного взаимодействия рабочих поверхностей гидростойки механизированной крепи // Горное оборудование и электромеханика. 2008. №10. С. 43–46.
3. Радкевич Я.М. Оценка качества изготовления деталей // Горное оборудование и электромеханика. 2007. №1. С. 26–29.
4. Маталин А.А. Технология машиностроения. Л.: Лань, 2008. 512 с.

К 75-летию кафедры "Горные машины" Донецкого национального технического университета

В.Г. Гуляев, д-р техн. наук, проф., А.К. Семенченко, д-р техн. наук, проф., ДонНТУ, Украина

E-mail: gmash@ukr.net

История кафедры "Горные машины" Донецкого национального технического университета

Девиз: "От механики до мехатроники"

Представлена история кафедры "Горные машины" от ее образования в 1935 г. до наших дней. Охарактеризованы ее достижения на разных этапах деятельности.

Ключевые слова: кафедра, горные машины, научная школа, монография, учебник, механика, мехатроника.

V.G. Gulyaev, A.K. Semchenko

The History of Chair "Mining Machines" of the Donetsk National Technical University

The history of the "Mining machines" chair from its formation in 1935 to nowadays is presented. Its achievements on the different stages of the activities are described.

Keywords: chair, mining machines, scientific school, mechanics, mechatronics.

В связи с острой необходимостью подготовки технических специалистов для развивающейся угольной промышленности Донбасса 30 мая 1921 г. был открыт Донецкий горный техникум.

Через пять лет на его базе был создан горный институт (ДГИ), в котором в 1929 г. была образована кафедра «Горная механика» (зав. кафедрой проф. А.В. Некоза). В 1935 г. ДГИ был преобразован в Донецкий индустриальный институт (ДИИ). В условиях интенсивного промышленного развития региона в 1960 г. индустриальный институт реорганизован в политехнический (ДПИ). В августе 1993 г. он получил статус государственного технического университета (ДонГТУ). Учитывая общегосударственное и международное признание результатов деятельности и весомый вклад в развитие национального образования и науки, Указом Президента Украины в 2001 г. университет получил статус национального. Ныне – это государственное высшее учебное заведение "Донецкий национальный технический университет", который отметит в 2011 г. свой 90-летний юбилей.

В 1935 г. кафедра "Горная механика" была разделена на три самостоятельные кафедры: "Горные машины", "Горно-заводской транспорт" и "Горная механика". Ее история тесно связана с

развитием горного машиностроения и добывающих областей промышленности. Научно-педагогическая деятельность коллектива кафедры всегда была направлена на развитие теоретической базы, подготовку научных и инженерных кадров для успешного решения проблемы создания и эффективной эксплуатации отечественных средств добычи угля и других полезных ископаемых, прежде всего подземным способом.

ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ РАЗВИТИЯ КАФЕДРЫ И ИХ РЕЗУЛЬТАТЫ

Созданную в 1935 г. кафедру "Горные машины" возглавил и руководил ею в довоенный период (1935–1941 гг.) **Пантелеймон Степанович Кучеров**, который защитил в 1935 г. кандидатскую диссертацию по теории резания угля врубовыми машинами (впоследствии он был избран членом-корреспондентом АН УССР). В эти годы на кафедре были защищены кандидатские диссертации по исследованию





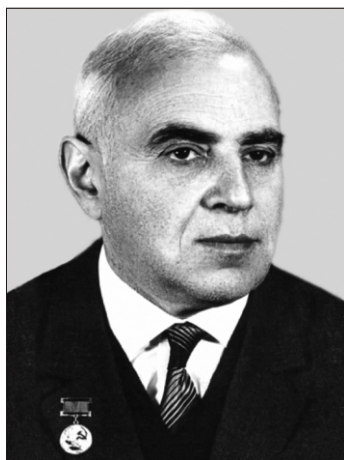
фрикционно-пульсирующего вариатора подачи врубовых машин (Я.И. Альшиц) и по исполнительным органам врубовых машин (Б.Л. Розенберг).

В 1937 г. состоялся первый выпуск горных инженеров-механиков (гр. МАШ-1) и электромехаников (гр. ГЭМ-1) – всего

41 специалист, 13 из которых были направлены на Горловский машиностроительный завод.

С осени 1941 по 1954 г. кафедрой заведовал доц., канд. техн. наук **Борис Лазаревич Розенберг**, сначала в Прокопьевске, а с 1944 г. – в г. Сталино. В эти годы доц. Б.Л. Розенберг занимался исследованиями режимов бурения горных пород колонковыми электросверлами. Доц. М.К. Стрельцов разрабатывал средства автоматизации врубовых машин. В 1954 г. он перешел работать в отделение АН УССР в г. Сталино. Аспирант Ф.В. Костюкевич разрабатывал теорию работы и обоснование рациональных параметров храповых механизмов для мощных врубовых машин и очистных комбайнов. В 1951 г. он защитил кандидатскую диссертацию и получил звание доцента.

Переломным в жизни кафедры был период с 1954 по 1974 г., когда ее возглавлял **Яков Исаакович Альшиц**. Одним из важнейших направлений деятельности кафедры этого периода были работы по созданию средств и разработка методов измерения электрических и механических параметров горных машин. Эти работы интенсивно продолжались по направлению усовершенствования аппаратуры и экспериментально-статистических исследований рабочих процессов очистных комбайнов. В 1971 г. на ВДНХ СССР экспонировался "Комплект измерительных приборов для исследования угледобывающих комбайнов", который получил высокие награды (Диплом первой степени, золотую, серебряную и бронзовую медали).



В период с 1954 по 1959 г. впервые в СССР в реальных эксплуатационных условиях под руководством Я.И. Альшица сотрудники кафедры В.Г. Гуляев, П.А. Осокин, В.Н. Завгородний, В.И. Лебеденко и др. провели тензометрические исследования рабочих процессов врубовых машин ГТК-35, КМП-2, МВ-60 и комбайнов "Донбасс-1", "Донбасс-2", "Горняк". В 1960 г. были также исследованы рабочие процессы узкозахватных комбайнов 1К52ш, БК52, 1К101, 1УК. Кроме вышеупомянутых сотрудников к выполнению данных работ были привлечены А.К. Семенченко, Н.Г. Бойко и В.И. Тарасевич. Результаты исследований использованы институтами "Гипроуглемаш" и "Донгипроуглемаш" при модернизации узкозахватных комбайнов.

Методика этих исследований и разработанная специальная аппаратура описаны в монографиях "Аппаратура и методы исследования машин для выемки угля" (Я.И. Альшиц, Ф.В. Костюкевич, 1957 г.) и "Аппаратура и методы исследования горных машин" (Я.И. Альшиц, В.Г. Гуляев, Ф.В. Костюкевич, Б.А. Кузнецов и др. М.: Недра, 1969 г.).

После успешной защиты в 1961 г. Я.И. Альшицем докторской диссертации на тему "Основы теории определения исходных данных для расчета выемочных машин с цепными исполнительными органами и ее экспериментальные обоснования" при кафедре начала постоянно функционировать аспирантура. В этом же году вышло в свет учебное пособие "Горные машины" под редакцией доц. Я.И. Альшица и А.Н. Ворвицкого, которое было переведено на ряд иностранных языков.

По материалам зарубежной научной стажировки аспирантом В.Г. Гуляевым опубликована монография "Механизация подземной угледобычи в ФРГ" (К.: Техника, 1962 г.).

К началу 1970-х гг. Яковом Исааковичем Альшицем на кафедре была создана научная школа по разработке теории рабочих процессов и обоснованию параметров выемочных машин на основе экспериментально-статистических методов исследования.

В рамках созданной научной школы были сформированы следующие научные направления:

- совершенствование параметров приводных двигателей и режимов работы узкозахватных очистных комбайнов в целях повышения их про-

изводительности (руководители Я.И. Альшиц, Г.В. Малеев);

- раскрытие закономерностей динамики рабочих процессов и разработка способов управления ими для повышения надежности и производительности горных машин (руководитель В.Г. Гуляев);

- повышение эффективности процесса погрузки угля на конвейер шнековыми и барабанными исполнительными органами комбайнов для выемки тонких пластов (руководители Г.В. Малеев, Н.Г. Бойко);

- повышение несущей способности зубчатых передач редукторов горных машин и совершенствование систем их смазки (руководители Я.И. Альшиц, В.А. Межаков).

На кафедре велись также работы по исследованию и совершенствованию цепных зацеплений и передач горных машин и комплексов (В.Д. Оглоблин), на базе Рутченковского рудоремонтного завода выполнялся анализ видов повреждений редукторов горных комбайнов (Л.А. Молдавский).

Под руководством проф. Я.И. Альшица было подготовлено 20 кандидатов технических наук по специальности "Горные машины", опубликовано более 60 научных работ и получено 12 авторских свидетельств на изобретения.

С 1974 по 1984 г. кафедрой заведовал первый аспирант Я.И. Альшица проф. **Георгий Васильевич Малеев**, участник Великой Отечественной войны с 1941 по 1945 г. После защиты кандидатской диссертации в 1956 г. Г.В. Малеев работал доцентом кафедры горных машин, деканом горно-электромеханического факультета ДПИ, директором Краматорского научно-исследовательского института тяжелого машиностроения, а с 1968 г. – ректором ДПИ. На этой должности Г.В. Малеев работал до 1989 г. Будучи депутатом Верховного Совета СССР, он внес огромный вклад в развитие учебно-методической работы и материальной базы института, в организацию разработки и



внедрение типовых программ для вузов СССР по циклу дисциплин горно-механического профиля, в создание активных методов обучения и творческой подготовки специалистов.

В период заведования кафедрой Г.В. Малеев оказывал содействие дальнейшему развитию направлений научной школы кафедры:

- в 1976–1978 гг. под руководством Я.И. Альшица и Г.В. Малеева выполнена разработка "Высокомоментные электродвигатели для привода очистных комбайнов", которая экспонировалась на ВДНХ СССР. Применение таких двигателей для привода узкозахватных комбайнов 2К52 и 2К52МУ позволило поднять их производительность на 20...30 %;

- в 1972–1984 гг. под руководством доц. В.Г. Гуляева выполнены комплексные исследования динамической нагруженности очистных комбайнов с двухдвигательным приводом и разработаны способы и средства ее снижения. Результаты работы использованы: при создании и модернизации комбайнов 1ГШ68, 1ГШ68Е, 2ГШ68Б, РКУ (которые серийно выпускаются до настоящего времени); при создании для ряда серийных комбайнов шнековых исполнительных органов с виброзащитными устройствами, которые экспонировались на ВДНХ СССР (1983 г.) и были отмечены Дипломом 1-й степени.

Под руководством Г.В. Малеева (единолично, а также совместно с Я.И. Альшицем и П.А. Горбатовым) подготовлено восемь кандидатов технических наук, им оказана помощь в подготовке докторских диссертаций Н.Г. Бойко и В.Г. Гуляевым.

С 1984 по 2004 г. кафедрой заведовал **Владимир Георгиевич Гуляев**, эксперт совета ВАК СССР (1990–1991 гг.), член экспертного совета межотраслевого машиностроения ВАК Украины и ряда специализированных ученых советов по защите докторских и кандидатских диссертаций.

В эти годы получило дальнейшее раз-



витие сформированное им научное направление: раскрытие закономерностей динамики рабочих процессов и разработка способов повышения надежности и производительности горных машин. В этот период основной методологией научных исследований на кафедре становится системный подход, получили широкое применение вычислительная техника и методы корреляционно-спектрального анализа для исследования рабочих процессов горных машин.

Исследования рабочих процессов очистных комбайнов для тонких пластов, выполненные под руководством доц. Н.Г. Бойко, послужили основой его докторской диссертации, защищенной в 1985 г. Основной результат диссертации – теория погрузки угля шнековыми и барабанными (с вертикальной осью вращения) исполнительными органами очистных комбайнов, методы расчета и выбора их рациональных параметров.

В 1986 г. В.Г. Гуляев защитил докторскую диссертацию "Научные основы оптимизации динамических свойств очистных комбайнов демпфирующими устройствами". Научные положения диссертации использованы при написании учебника с грифом Минвуза СССР "Проектирование и конструирование горных машин и комплексов", изданного в 1988 г. Авторы этого учебника Г.В. Малеев, В.Г. Гуляев, Н.Г. Бойко, П.А. Горбатов и В.А. Межаков в 1990 г. были удостоены звания лауреатов Государственной премии УССР в области науки и техники. Шнековые исполнительные органы с виброзащитными устройствами конструкции ДПИ и Горловского машиностроительного завода им. Кирова, защищенные авторскими свидетельствами, экспонировались на ВДНХ СССР (1986 и 1987 гг.), на Международной Лейпцигской ярмарке (1988 г.) и были отмечены наградами.

Выполненные в 1980–1990 гг. под руководством доц. П.А. Горбатова имитационные вычислительные и натурные экспериментальные исследования рабочих процессов очистных комбайнов с жестким тяговым органом стали основанием защищенной им в 1991 г. докторской диссертации. Итогом этой работы является создание теории рабочих процессов и синтеза горных машин как нелинейных динамических систем с внешними связями с горным массивом. Результаты работы использованы при создании,

модернизации и эксплуатации комбайнов РКУ10, РКУ13, 2РКУП20 и 2ГШ68Б, в отраслевых нормативных документах и в учебном процессе. Под руководством д-ра техн. наук П.А. Горбатова подготовлено пять кандидатов технических наук.

В 1986–1991 гг. под руководством доц. А.К. Семенченко совместно с Донецким машиностроительным заводом им. 15-летия ЛКУ были проведены исследования по установлению закономерностей рабочих процессов погрузочно-транспортных машин типа ПД8 и формированию нагрузок в их силовых системах. Результаты этих и прежде проведенных исследований на кафедре по очистным комбайнам были положены в основу его докторской диссертации, защищенной в 1997 г. после обучения в докторантуре в 1993–1996 гг. (научный консультант проф. В.Г. Гуляев). Итогом диссертации стало создание теории анализа и синтеза горных машин как пространственных многомассовых динамических систем переменной структуры. Результаты работы использованы при создании и модернизации транспортно-погрузочно-транспортных машин ПД-8Б, ПД-8В, очистных комбайнов 1К101, К102, К103, проходческих комбайнов П110, П220, КПД и др.

Во второй половине 1990-х гг. под руководством доц. В.П. Кондрахина выполнены (по заданию СКБ Ясиноватского машиностроительного завода) актуальные экспериментальные и теоретические исследования по выявлению закономерностей формирования динамических нагрузок валковых и виброщечковых дробилок. В 1999 г. В.П. Кондрахин защитил докторскую диссертацию "Математическое моделирование рабочих процессов и оптимизация структуры и параметров породоразрушающих горных машин". Результаты работы были использованы при создании и усовершенствовании для угольной и металлургической промышленности дробильных машин нового технического уровня (ДДЗ-2000, ДР-6, ДДЗ 1500x1200Г, ДВ и др.), а также очистных комбайнов типа ГШ-200В и др.

Осенью 2002 г. в ДонНТУ защитили докторские диссертации, пройдя обучение в докторантуре кафедры, В.М. Кравченко и В.Г. Нечепав (научный консультант д-р техн. наук, проф. А.К. Семенченко).

В этот период были изданы учебные пособия "Механизированные крепи очистных комплексов и агрегатов" (авторы П.А. Горбатов, В.Г. Гуляев, Н.М. Лысенко, В.В. Косарев, А.И. Архипчик, 1997 г.), "Эргономика и дизайн" (авторы П.А. Горбатов, В.П. Кондрахин, П.А. Дорфман, 2000 г.), "Горные машины и оборудование" в двух томах (авторы П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкин, Н.М. Лысенко и др., 2003 г.) и монография "Теоретические основы анализа и синтеза горных машин и процесса их восстановления как динамических систем" (авторы А.К. Семенченко, В.М. Кравченко, О.Е. Шабаев, 2002 г.).

Проф. В.Г. Гуляев подготовил четырех докторов технических наук (П.А. Горбатов, Л.Н. Сигалов, А.К. Семенченко, В.П. Кондрахин), восемь кандидатов технических наук по специальности "Горные машины", лично им или с его участием опубликовано: один учебник с грифом Минвуза СССР, два учебных пособия, три монографии, свыше 300 научных работ и получено 25 авторских свидетельств на изобретения. Всего же в этот период (1984–2004 гг.) было подготовлено и защищено семь докторских и 18 кандидатских диссертаций, полученные новые важные результаты исследований с большим экономическим эффектом внедрены в производство.

С 1 декабря 2004 г. кафедру возглавил **Анатолий Кириллович Семенченко**, с 2008 г. член экспертного совета ВАК Украины и ряда специализированных ученых советов по защите докторских и кандидатских диссертаций.

С этого момента кафедра интенсивно начала переход к подготовке специалистов качественно нового уровня (подготовка научных работников, магистров, специалистов и бакалавров как специалистов по мехатронике). Ее деятельность была направлена на дальнейшее развитие на основе широкого внедрения современных компьютерных технологий, кафедральной экспериментальной и теоретической базы и разработку программ и учебных планов для подготовки инженеров-механиков по специализации "Компьютерное проектирование мехатронного горного оборудования" (КПМО).

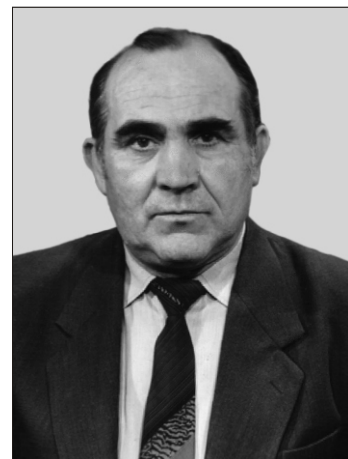
Ведущими учеными кафедры сформировано и успешно развивается современное научное направление "Разработка теории работы и оптимального проектирования мехатронного горного оборудования с компьютерными интеллектуальными системами управления" (профессора кафедры А.К. Семенченко, В.Г. Гуляев, Н.И. Стад-

ник, В.П. Кондрахин, П.А. Горбатов и др.). Начата подготовка научных кадров высшей квалификации по мехатронике. Внедрены компьютерные технологии проведения экспериментальных и теоретических исследований, математического имитационного моделирования на стадии проектирования.

Результаты НИР кафедры используются при развитии исследований в направлении мехатроники, разработке нормативных документов института "Донгипроуглемаш" в качестве научно-методической базы, подготовке диссертаций, в учебном процессе и для написания монографий и учебных пособий. Среди крупных изданий этого периода можно назвать учебные пособия "Горные машины для подземной добычи угля" (под редакцией П.А. Горбатова, 2006 г.), "Техническое обслуживание и диагностика промышленного оборудования" (автор В.М. Кравченко, 2006 г.).

Для обеспечения качественной профессиональной подготовки специалистов по мехатронному оборудованию на кафедре постоянно проводится работа по повышению компьютерной подготовки ее преподавателей и работников и по компьютеризации учебного процесса. Разработаны и совершенствуются учебные планы подготовки бакалавров, специалистов и магистров по специализации "Компьютерное проектирование горного оборудования" (КПО) и КПМО. Введены новые курсы "Компьютерный практикум", "Компьютерная графика", "Мехатроника", "Принципы оптимального многокритериального проектирования", "Компьютерное обеспечение научных исследований" и пр. Учебными планами предполагается существенное усиление подготовки выпускников в области проектирования, изготовления и эксплуатации мехатронного горного оборудования, формируется электронный архив этого оборудования.

Проф. А.К. Семенченко подготовил двух докторов технических наук (В.М. Кравченко и



В.Г. Нечепав) и пять кандидатов технических наук по специальности "Горные машины". Он развивает традиционные научно-технические связи с институтом "Донгипроуглемаш" в области создания мехатронного горного оборудования. Для проведения учебного процесса принят в штат кафедры видный специалист в области мехатроники, д-р техн. наук, первый заместитель директора по науке института "Донгипроуглемаш" Н.И. Стадник.

КАФЕДРА СЕГОДНЯ

Сегодня кафедра владеет мощным научным и учебным потенциалом, богатым опытом подготовки научных кадров высшей квалификации и высокопрофессиональных специалистов. Учебный процесс и научную работу ведут шесть профессоров (д-р техн. наук А.К. Семенченко, д-р техн. наук В.Г. Гуляев, д-р техн. наук П.А. Горбатов, д-р техн. наук В.П. Кондрахин, д-р техн. наук Н.И. Стадник, канд. техн. наук В.Г. Потапов), шесть доцентов (кандидаты технических наук Н.В. Брюшин, Н.М. Лысенко, Н.Н. Мотин, Г.В. Петрушкин, В.А. Тарасенко, Д.А. Семенченко) и один ассистент (И.И. Бридун). С 2008 г. в докторантуре учится доц., канд. техн. наук О.Е. Шабаев.

Кафедра имеет в своем распоряжении современную лабораторную базу: четыре учебно-исследовательских лаборатории, две предметные аудитории, одна из которых оснащена учебным

телевидением, дисплейный класс в лаборатории "Автоматизированное проектирование горного оборудования" (на десять мест).

Кафедра сотрудничает с родственными кафедрами Национального горного университета г. Днепропетровска (заведующий кафедрой проф. В.П. Франчук), Криворожского технического университета, Донбасского горно-металлургического института, Киевского политехнического института, Московского государственного горного университета, Новочеркасского политехнического института, Тульского технического университета и многих других.

Уже отмечены тесные связи с институтом "Донгипроуглемаш". Налажено сотрудничество с институтами НИИГМ им. М.М. Федорова, "Донавтоматгормаш", УкрНИИВЭ, ИГТМ НАН Украины им. Н.С. Полякова, ДонУГИ и др.; с машиностроительными заводами: Горловским машзаводом им. Кирова (ныне ЗАО "Горловский машиностроитель"), Дружковским, Новокраматорским, Ясиноватским, Новгородским и др.

26 апреля 2010 г. исполнилось 75 лет со дня учреждения кафедры "Горные машины". Коллектив кафедры стремится сохранить, укрепить и развить лучшие традиции и достижения научно-педагогической школы конструкторов горных машин, созданной проф. Я.И. Альшицем, относительно современной проблемы создания и эффективной эксплуатации прогрессивного мехатронного горного оборудования.

Поздравляем!

Сердечно поздравляем коллектив кафедры "Горные машины" Донецкого национального технического университета с юбилеем.

Мы рады отметить, что статьи, подготовленные по результатам исследований, регулярно появляются на страницах журнала "Горное оборудование и электромеханика".

Надеемся, что это сотрудничество будет укрепляться и в дальнейшем.

*Издательство "Новые технологии",
редакция журнала "Горное оборудование и электромеханика".*

Особенности параллельного проектирования горных выемочных машин новых поколений как энергетических систем мехатронного класса

Рассмотрены взаимосвязи между составляющими и основным принципом оптимального проектирования горных выемочных машин новых поколений. На примере очистных комбайнов представлена разработанная математическая модель их оптимизации как энергетических систем мехатронного класса.

Ключевые слова: выемочная машина, энергетическая система, оптимальное проектирование, синергетическая интеграция, функция цели, математическая модель оптимизации.

P.A. Gorbatov

Features of Parallel Designing of New Generations Mining Withdraw Machines as Energy Systems of Mechatronic Class

Interrelations between components and main principle of optimum designing of new generations mining withdraw machines are considered. On an example of clearing combines the mathematical model of their optimisation as energy systems of mechatronic class is developed.

Keywords: withdraw machine, energy system, optimum designing, energy integration, purpose functions, mathematical model of optimisation.

В настоящей статье рассматриваются основные горные выемочные машины – очистные и проходческие комбайны, струговые и конвейеро-струговые установки.

Горные выемочные машины (ГВМ) новых поколений являются энергетическими и динамическими объектами мехатронного класса с развитым автоматизированным управлением функциональными движениями рабочих органов.

Основные взаимосвязи между составляющими и основным принципом оптимального проектирования этих машин представлены на рисунке. Ниже на системном уровне приведено рассмотрение особенностей данных взаимосвязей.

Следует подчеркнуть, что выемочные машины изначально целенаправленно создаются прежде всего как эффективные энергетические системы, обеспечивающие с высоким качеством основные функции – выемку горного массива (для всех типов машин), погрузку (для выемочных комбайнов и струговых установок) и транспор-

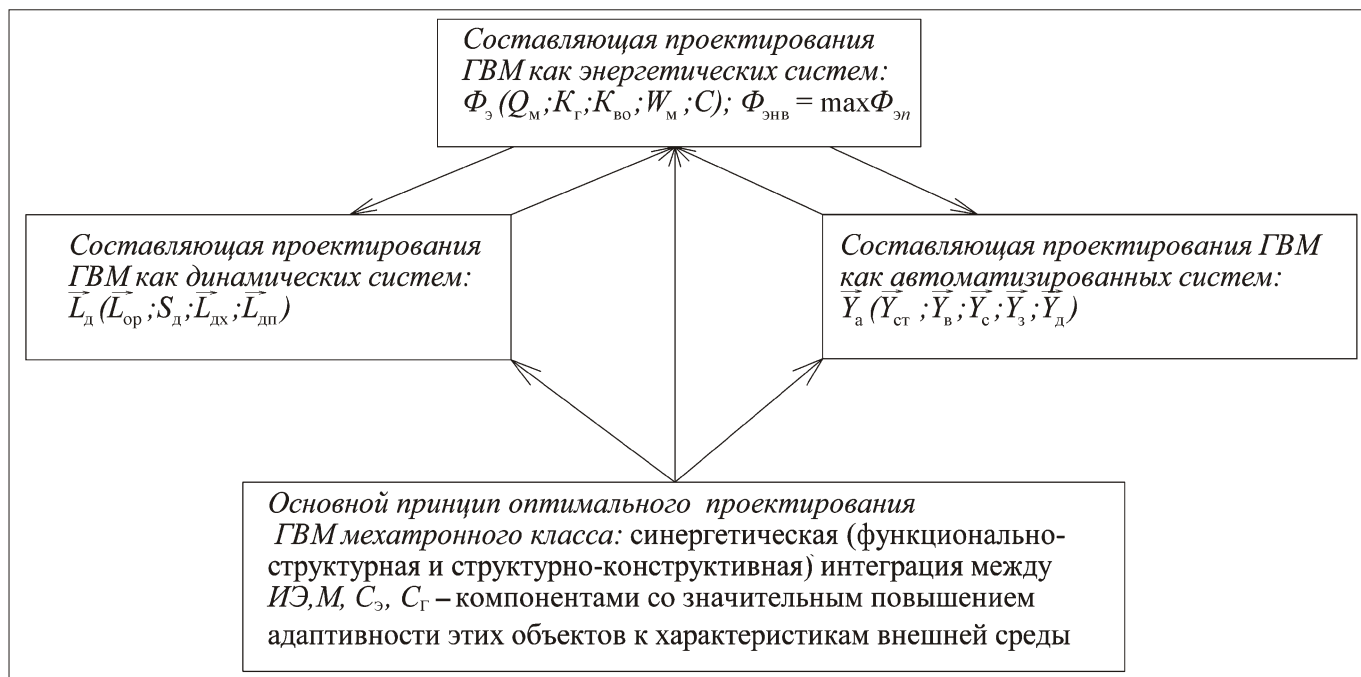
тирование (для струговых и конвейеро-струговых установок) отделенной горной массы.

При реализации составляющей проектирования выемочных машин как энергетических систем в качестве основных макроуровневых единичных функций цели (критериев качества), интегрально характеризующих технико-экономический уровень и, следовательно, степень конкурентоспособности разработки при ее эксплуатации в представительных горно-технических условиях, целесообразно рассматривать следующие характеристики и параметры (на примере очистных комбайнов в составе механизированных комплексов).

1. Максимально возможная техническая производительность:

$$Q_{TM} = 60Q_M K_T a v_{PM} K_T a v_{PM} (K_T^{-1} K_{BO}^{-1} 1)^{-1}, \quad (1)$$

где K_T – коэффициент, характеризующий степень технического совершенства комбайна в составе очистного механизированного комплекса; a – постоянный для указанных условий коэффициент.



Взаимосвязи между составляющими и основным принципом оптимального проектирования ГВМ новых поколений

Максимальная техническая производительность Q_{tm} , определяемая заложенным при создании очистных комбайнов (ОК) его техническим уровнем, базируется на нижеприведенных единичных количественных функциях цели.

1.1. Максимально возможная теоретическая производительность Q_m , соответствующая для конкретных горно-технических условий эксплуатации максимально допустимому значению средней скорости подачи v_{pm} , являющейся основным режимным оптимизируемым параметром.

1.2. Коэффициент готовности K_o , являющийся комплексным показателем надежности и характеризующий безотказность (среднюю наработку на отказ T_p) и ремонтпригодность (среднее время восстановления T_b) ОК в составе очистного комплекса:

$$K_o = T_p / (T_p + T_b)^1. \quad (2)$$

1.3. Коэффициент K_{bo} , характеризующий относительную длительность вспомогательных операций.

2. Удельные энергозатраты при выполнении очистным комбайном всех своих функций и реализации v_{pm} :

$$W_m = b \cdot dv_{pm}^1, \quad (3)$$

где b, d – постоянные для указанных условий коэффициенты.

3. Себестоимость комбайна C .

При сравнении n конкурирующих вариантов проектных решений представляется целесообразным рассмотреть представленных в скалярном виде и удобных для использования безразмерных интегральных функций цели Φ_3 :

$$\Phi_3 = \bar{Q}_m H_q \bar{K}_o H_o \bar{K}_{bo} H_{bo} \bar{W}_m H_w \bar{C} H_c; \quad (4)$$

$$\Phi_3 = \max.$$

Зависимости (4) являются математической моделью оптимизации ОК как энергетических систем.

Здесь черта сверху над единичными функциями цели показывает, что абсолютные численные значения этих параметров приведены к сопоставимому виду в соответствии с зависимостями:

$$\bar{Q}_m = \frac{Q_m}{Q_{m3}}; \bar{K}_o = \frac{K_o}{K_{o3}}; \bar{K}_{bo} = \frac{K_{bo}}{K_{bo3}}; \bar{W}_m = \frac{W_m}{W_{m3}}; \bar{C} = \frac{C}{C_3}. \quad (5)$$

Индекс "3" означает заданное заказчиком или техническим заданием значение соответствующего параметра, которое можно считать рациональным при работе комбайна в представительных горно-технических условиях, т.е. выступающее в качестве базового критериального ограничения как ориентира при проектировании.

В зависимости (4) H – безразмерные коэффициенты значимости соответствующих параметров, которые отражают степень их важности с позиций влияния на уровень разработки.

Формирование значений базовых критерияльных ограничений и коэффициентов значимости осуществляется методом экспертных оценок на основе анализа лучших аналогов, рекомендаций ученых и производителей с учетом конкретной технико-экономической ситуации.

Наилучший вариант (нв) из n сравниваемых проектных решений обладает наибольшим значением функции цели:

$$\Phi_{\text{нв}} = \max \Phi_{\text{эл}}. \quad (6)$$

Для других видов горных выемочных машин общие подходы к формированию интегральных функций цели Φ , достаточно близки к вышерассмотренным на примере ОК.

ГВМ, разрушающим горные массивы с физико-механическими свойствами, носящими случайный характер, как известно, органически присущи высокие динамические нагрузки в силовых подсистемах, что ужесточает ограничения, накладываемые на значения $v_{\text{пм}}$, и ухудшает показатели безотказности (T_p) и долговечности (ресурс). Таким образом, указанные нагрузки негативно влияют на энергетическую функцию цели Φ , и на средний ресурс до первого капитального ремонта [1, с. 325–334].

Поэтому параллельно с реализацией составляющей проектирования ГВМ как энергетических систем обязательно должна выполняться составляющая проектирования этих объектов как динамических систем. Иными словами, требуется решение задач структурно-параметрической оптимизации динамических свойств тяжело нагруженных силовых подсистем со "слабыми звеньями". Наиболее эффективно [2, с. 241–246] эти задачи решаются на основе использования в структурных решениях силовых подсистем виброзащитных устройств с рациональными динамическими параметрами и характеристиками в виде узлов несложной конструкции, выступающих в качестве своеобразных "динамически доброжелательных" интерфейсов, как это осуществляется, например, в судо-, авиа-, автомобиле- и станкостроении.

Вектор основных параметров \vec{L}_d (см. рисунок), обеспечивающих необходимое качество ГВМ как динамических систем с позиции их основных макроуровневых показателей (производительность $Q_{\text{тм}}$ как энергетическая характери-

стика и средний ресурс до первого капитального ремонта), а следовательно, требуемый уровень конкурентоспособности, может быть представлен в следующем интегрированном виде:

$$\vec{L}_d (\vec{L}_{\text{оп}}; S_d; \vec{L}_{\text{дх}}; \vec{L}_{\text{дп}}). \quad (7)$$

Здесь $\vec{L}_{\text{оп}}$ – вектор параметров исполнительных органов, обеспечивающих не только рациональные значения параметров энергетического характера, но и достаточно высокую степень силовой пространственной уравновешенности применительно к основным обобщенным координатам; S_d – структурные модели (S -модели) силовых подсистем со встроенными виброзащитными устройствами; $\vec{L}_{\text{дх}}$ – вектор упругих, диссипативных и инерционных характеристик силовых подсистем применительно к альтернативным вариантам рассматриваемых S -моделей; $\vec{L}_{\text{дп}}$ – вектор характеристик прочности и долговечности "слабых звеньев".

Весьма актуальной проблемой повышения эффективности функционирования ГВМ является освобождение операторов от соответствующей части функций на основе обеспечения качественно нового уровня автоматизации процессов управления. Поэтому параллельно с указанными выше составляющими проектирования должна выполняться составляющая проектирования ГВМ как автоматизированных систем.

Решение задач в рамках указанной проблемы для ГВМ позволяет:

- улучшить энергетические параметры $Q_{\text{тм}}$ и $W_{\text{м}}$ путем реализации рациональных режимов работы;
- повысить безопасность и создать более благоприятные условия труда для обслуживающего персонала;
- улучшить ресурсные показатели;
- повысить уровень конкурентоспособности.

Вектор основных управляющих воздействий \vec{Y}_a (см. рисунок) при реализации автоматизированных режимов технологического цикла, определяющих качество ГВМ как автоматизированных систем, можно представить в следующем интегрированном виде:

$$\vec{Y}_a (\vec{Y}_{\text{ст}}; \vec{Y}_{\text{в}}; \vec{Y}_{\text{с}}; \vec{Y}_{\text{з}}; \vec{Y}_{\text{д}}). \quad (8)$$

Здесь $\vec{Y}_{\text{ст}}$ – вектор управляющих воздействий при реализации режимов стабилизации параметров: P (для всех рассматриваемых видов ма-

шин), M_p (для проходческих комбайнов(ПК)), h (для струговых установок (СУ) и конвейероструговых установок (КСУ)) [1, с. 295, 296, 344, 345, 384, 385, 424, 550]; P , M_p – средние значения соответственно мощности электродвигателей подсистем привода исполнительных органов и момента на валах этих органов; h – толщина стружки при обеспечении дозированной выемки угля; $\vec{Y}_в$ – вектор управляющих воздействий при вождении исполнительных органов (для ОК, ПК, КСУ) [1, с. 297, 298, 344, 345, 550, 551]; $\vec{Y}_с$ – вектор управляющих воздействий при выполнении операций самозарубки исполнительных органов (для ОК, ПК) [1, с. 357–359, 420, 421]; \vec{Y}_3 – вектор управляющих воздействий при осуществлении режимов защит от перегрузок и других негативных факторов (для всех видов ГВМ); $\vec{Y}_д$ – вектор управляющих воздействий при выполнении диагностического мониторинга (для всех видов ГВМ).

Следует отметить, что в настоящее время на практике реализованы, по сути, только автоматизированные режимы стабилизации мощности P и диагностического мониторинга для ОК и автоматизированные режимы защит от перегрузок и других негативных факторов для всех видов ГВМ.

В качестве основного принципа оптимального проектирования ГВМ мехатронного класса (см. рисунок) обязательно должна выступать синергетическая (функционально-структурная и

структурно-конструктивная) интеграция между традиционными структурными элементами (механическими M , электротехническими $C_э$ и гидравлическими $C_г$) и интеллектуального характера информационно-электронными (ИЭ) компонентами со значительным, качественно новым уровнем, повышением адаптационных свойств рассматриваемых объектов к изменяющимся характеристикам внешней среды [3, 4].

Рассмотренные в настоящей статье на системном уровне положения направлены на решение задач дальнейшего повышения качества проектирования ГВМ как энергетических систем мехатронного класса.

Список литературы

1. **Горные** машины для подземной добычи угля / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкин, Н.М. Лысенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев; под общей ред. П.А. Горбатова. Донецк: ДонНТУ, 2006. 669 с.
2. **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. 368 с.
3. **Горбатов П.А., Косарев В.В., Стадник Н.И.** Концептуальная характеристика сложных горных машин как мехатронных систем // Наукові праці ДонНТУ. Вип. 104, Сер. Гірничо-електромеханічна. Донецьк: ДонНТУ, 2006. С. 53–61.
4. **Принципы** мехатроники при проектировании горных машин / Стадник Н.И., Сергеев А.В., Мезников А.В., Кондрахин В.П. // Материалы Междунар. конф. "Форум горняков – 2007". Днепропетровск: НГУ, 2007. С. 7–17.

ИНФОРМАЦИЯ

С 24 по 28 января 2011 г. в Московском государственном горном университете будет проведена очередная "Неделя горняка".

В соответствии с тематикой журнала предполагается публикация статей, подготовленных на основании докладов, представленных в семинары научного симпозиума "Неделя горняка 2011", рекомендованные руководством семинаров (перечень семинаров – см. стр. 56).

Требования и рекомендации по оформлению статей представлены на сайте журнала <http://novtex.ru/gormash>.

Консультации можно получить у **Ольги Владимировны Белянкиной** (тел. (499) 230-24-40, e-mail: olga.belyankina@mail.ru).

В.П. Кондрахин, д-р техн. наук, проф., ДонНТУ, **В.В. Косарев**, канд. техн. наук, директор, **Н.И. Стадник**, д-р техн. наук, первый зам. директора, институт "Донгипроуглемаш", Украина

E-mail: vkondrakhin@gmail.com

Влияние неравномерности распределения нагрузки между приводами механизма перемещения на производительность очистного комбайна

Выполнена оценка влияния неравномерности распределения нагрузки между частотно-регулируемыми приводами механизма перемещения на устойчивый момент и тепловую мощность приводов подачи, а также на производительность очистного комбайна. Полученные результаты позволяют обоснованно выбирать рациональные параметры привода механизма перемещения.

Ключевые слова: очистной комбайн, механизм перемещения, частотное регулирование, нагрузка, производительность.

V.P. Kondrakhin, V.V. Kosarev, N.I. Stadnik

The Influence of the Load Irregularity Distribution between Variable-Frequency Drives of the Moving Mechanism to Cutter-Loader Productivity

The estimate of the influence of the load irregularity distribution between variable-frequency drives of the moving mechanism to cutter-loader productivity was given.

Keywords: cutter-loader, moving mechanism, variable-frequency drive, load, productivity.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами

В результате теоретических и экспериментальных исследований нагрузок в частотно-регулируемых приводах механизма перемещения очистного комбайна установлено, что в приводах двухдвигательных механизмов перемещения формируются несовпадающие между собой по фазе колебания нагрузки [1, 2]. Амплитуды этих колебаний зависят от величины сдвига фазы между началом зацепления зубьев приводных звезд с цевочной рейкой, средней скорости перемещения и среднего уровня нагрузки электродвигателей. Указанные колебания нагрузки снижают ресурс и производительность очистных комбайнов.

Анализ исследований и публикаций

В работе [3] выполнен количественный анализ влияния указанных колебаний на ресурс валов механизма перемещения. Однако количест-

венной оценки их влияния на устойчивый момент, тепловую мощность привода механизма перемещения и производительность очистного комбайна до сих пор выполнено не было.

Постановка задач

В статье поставлена и решена задача количественной оценки влияния колебаний нагрузки, обусловленных несогласованной работой частотно-регулируемых приводов механизма перемещения, на производительность очистного комбайна в типичных горно-геологических условиях.

Изложение материала и результаты

На рис. 1 дана осциллограмма приведенных к электродвигателю моментов M_1 и M_2 в приводах двигателей механизма перемещения очистного комбайна УКД300.

Здесь же приведена кривая среднего момента M_c , который формировался бы в приводах в слу-

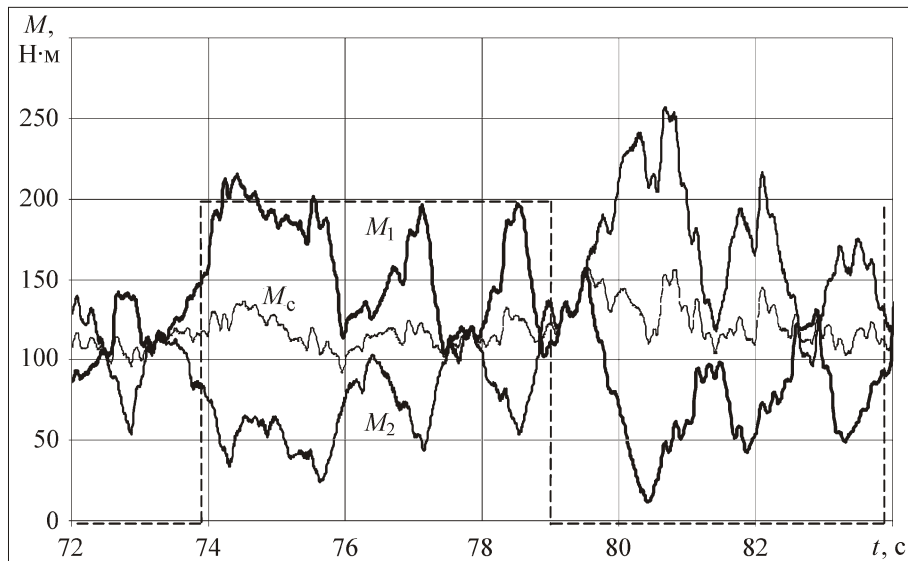


Рис. 1. Осциллограмма приведенных к электродвигателю моментов в приводе движителей механизма перемещения очистного комбайна УКД300 (частота питания $f = 25$ Гц)

чае их согласованной работы: $M_c = 0,5(M_1 + M_2)$. Величина M_c изменяется незначительно, что свидетельствует о примерном постоянстве сил сопротивления движению комбайна.

Колебательный характер нагрузки привода в общем случае приводит к снижению устойчивой (опрокидывание) и тепловой (допустимый нагрев) мощности асинхронных электродвигателей.

Особенность двухдвигательного привода механизма перемещения заключается в том, что рассматриваемые несинфазные колебания нагрузки не оказывают существенного влияния на *устойчивость работы электродвигателей*. Это связано со специфическим механизмом формирования этих колебаний, который обусловлен несинхронным изменением передаточных отно-

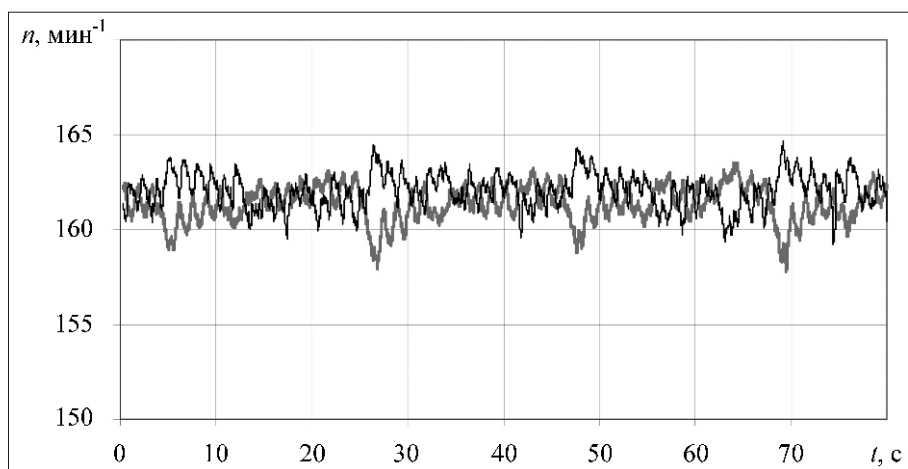


Рис. 2. Осциллограмма изменения угловых частот вращения вторых валов редукторов левого и правого приводов механизма перемещения комбайна УКД300

шений (кинематических радиусов [1, 2]) движителей.

Угловые скорости звездочек определяются по зависимостям

$$\omega_1 = \frac{v}{r_1}; \quad \omega_2 = \frac{v}{r_2}, \quad (1)$$

где v — скорость перемещения комбайна, м/с; r_1, r_2 — мгновенные значения кинематических радиусов движителей, которые являются периодическими функциями угла поворота звездочек, м [1, 2].

Отсюда следует, что мгновенные значения разности угловых скоростей звездочек

$$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1 = \frac{v(r_2 - r_1)}{r_1 r_2}. \quad (2)$$

При отсутствии сдвига фаз начала зацепления зубьев обоих движителей $r_1 = r_2$ и $\Delta\omega = 0$. При наличии сдвига фаз (а это всегда в той или иной мере бывает на практике) $\Delta\omega$ является периодической функцией угла поворота звездочки и имеет максимальное значение $\Delta\omega_m$. Отсюда получим максимальное значение разности частот вращения двигателей привода механизма перемещения (мин⁻¹):

$$\Delta n = \frac{30}{\pi} \frac{\Delta\omega_m}{u}, \quad (3)$$

где u — передаточное отношение редуктора.

Расчеты и результаты измерений на натурном образце комбайна УКД300 показывают, что величина Δn может достигать 5 % от синхронной угловой скорости ротора и выше. На рис. 2 для примера приведена осциллограмма изменения угловых частот вращения вторых валов редукторов левого и правого приводов механизма перемещения комбайна УКД300. Как видно на осциллограмме, изменения частоты

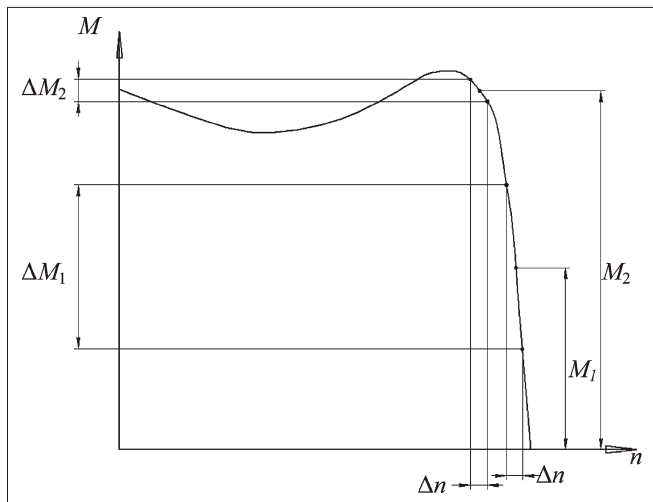


Рис. 3. Механическая характеристика электродвигателя

вращения обоих двигателей происходят в противофазе, что характерно также для колебаний момента в приводе (см. рис. 1).

Поскольку рассматриваемые колебания являются низкочастотными (частота до 1,35 Гц), то для их анализа в первом приближении можно использовать статическую механическую характеристику электродвигателя. При жесткой механической характеристике указанные выше изменения угловой частоты вращения каждого из двигателей приводят к существенным колебаниям нагрузки, что проиллюстрировано на рис. 3.

При средних уровнях нагрузки M_1 , которые примерно соответствуют номинальной нагрузке, размахи колебаний момента достаточно велики (значение ΔM_1). При увеличении нагрузки (значение M_2) рабочая точка выходит на более поло-

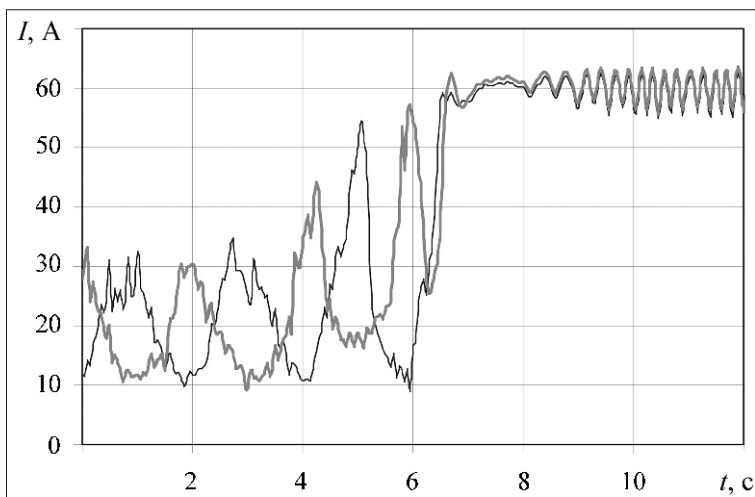


Рис. 4. Осциллограмма токов при опрокидывании электродвигателей механизма перемещения комбайна УКД400

гую часть механической характеристики, в результате чего при неизменном значении Δn размахи колебаний момента снижаются во много раз (значение ΔM_2). Таким образом, рассматриваемые амплитуды колебания нагрузки уменьшаются практически до 0 при увеличении нагрузки до критического момента двигателя. Вследствие этого рассматриваемые колебания практически не влияют на процесс опрокидывания двигателя и его устойчивый момент.

Это подтверждается результатами измерений токов электродвигателей механизма перемещения комбайна УКД400, выполненных при шахтных экспериментальных исследованиях. На рис. 4 представлена осциллограмма процесса опрокидывания электродвигателей ЭКВ4-30-6 механизма перемещения при перегрузке.

Как видно на рис. 4, колебания токов электродвигателей происходят в противофазе вокруг среднего уровня, близкого к номинальному току 24,5 А до тех пор, пока их значения не приближаются к критическому значению. После этого рост токов обоих двигателей происходит практически синхронно.

Сделанный вывод об отсутствии влияния колебаний нагрузки на величину устойчивого момента электродвигателей механизма перемещения относится только к отмеченным выше несинфазным колебаниям, обусловленным несовершенством зацепления в парах "звезда-рейка". Колебания нагрузки другой природы, обусловленные изменением сил сопротивления движению комбайна, происходят синфазно и, безусловно, оказывают влияние на устойчивость электродвигателей механизма перемещения. Для анализа этого влияния необходимо определить коэффициент вариации суммарной нагрузки обоих приводов подачи, что является задачей отдельного исследования. Актуальность этого вопроса подтверждается результатами шахтных исследований комбайна УКД400, при которых многократно регистрировались опрокидывания электродвигателей механизма перемещения.

Вместе с тем колебательный характер нагрузки приводов вызывает *повышенный нагрев электродвигателей* и уменьшение их тепловой мощности, что в некоторых случаях может приводить к снижению достижимой скорости перемещения и производительности, а также к ограничению области применения машины по углу паде-

ния пласта. Следует отметить, что фактор нагрева электропривода очистных комбайнов все более существенно влияет на эффективность их использования. По мере роста надежности техники, улучшения организации работ в очистных забоях, повышения длины очистных забоев и их производительности за счет роста коэффициента машинного времени режим работы привода очистных комбайнов все с большей степенью достоверности может рассматриваться как продолжительный. Так, например, при работе комбайна УКД400 в условиях АП "Шахта "Красный Партизан" ГП "Свердловантрацит" при выемке относительная продолжительность включения электродвигателей достигала $PВ = 88 \%$, а при зачистке – $PВ = 96 \%$.

Влияние неравномерности нагрузки на нагрев и тепловую мощность частотно-регулируемого асинхронного электродвигателя с водяным охлаждением недостаточно изучено, что делает невозможным получить точную оценку влияния колебаний нагрузки на тепловую мощность при подаче очистного комбайна.

Для приближенной оценки рассмотрим сначала крайний случай неравномерности нагружения, при котором двигатели механизма перемещения работают поочередно. Этому режиму соответствует пунктирная линия на рис. 1 (для момента M_1). Будем считать, что двигатели работают в повторно-кратковременном режиме $S4$ с частыми пусками при $PВ = 50 \%$, развивая в период работы мощность $P_H(S4, 50 \%)$ при средней мощности за цикл $P_{cp} = 0,5P_H(S4, 50 \%)$.

При строго равномерном распределении нагрузки между приводами принимаем, что двигатели работают непрерывно и развивают при этом мощность $P_H(S1)$. Как известно, величина тепловой мощности в повторно-кратковременном режиме зависит от относительной продолжительности включения $PВ (\%)$:

$$P(S4, PВ) = P_H(S1) \sqrt{\frac{100}{PВ}}. \quad (4)$$

Отсюда следует, что средняя мощность электродвигателя за цикл при переменной нагрузке приводов перемещения

$$P_{cp} = 0,5P_H(S1) \sqrt{\frac{100}{50}} = 0,707P_H(S1).$$

Таким образом, наличие предельно неравномерной нагрузки приводит к снижению тепловой мощности электродвигателя примерно на

30 % по сравнению со случаем равномерной нагрузки.

Строго говоря, работа в принятом повторно-кратковременном режиме с $PВ = 50 \%$ приводит к несколько большему нагреву двигателя, чем в действительности. Как видно на рис. 1, фактическая неравномерность нагрузки меньше, чем при повторно-кратковременном режиме с $PВ = 50 \%$. Кроме того, при повторно-кратковременном режиме двигатели периодически выключаются и включаются, что также способствует нагреванию пусковыми токами. Поэтому полученная выше оценка влияния неравномерности нагрузки на тепловую мощность является завышенной.

Для более точной оценки воспользуемся методом эквивалентного тока, который используется при выборе электродвигателей, работающих в продолжительном режиме с переменной нагрузкой [5]. Этот метод основан на том, что фактический ток двигателя I , изменяющийся по величине, заменяется эквивалентным неизменным током I_3 , который вызывает за одинаковый период времени T то же нагревание двигателя, что и фактический ток.

При непрерывном изменении тока

$$I_3 = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T I^2 dt}. \quad (5)$$

В дискретной форме это выражение имеет вид

$$I_3 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N I_i^2 t_i}{\sum_{i=1}^N t_i}}, \quad (6)$$

где I_i , t_i – соответственно величина тока и продолжительность его действия.

Рассмотрим простейший случай переменной нагрузки двигателя, когда величина тока электродвигателя изменяется по закону

$$I = I_c \left(1 + \sin \frac{2\pi t}{T}\right), \quad (7)$$

где I_c – среднее значение тока; $\frac{I_a}{I_c}$ – безразмерная амплитуда тока в долях от среднего значения; I_a – амплитуда изменения тока; T – период колебаний тока нагрузки.

Подставив (7) в (5), после интегрирования получим

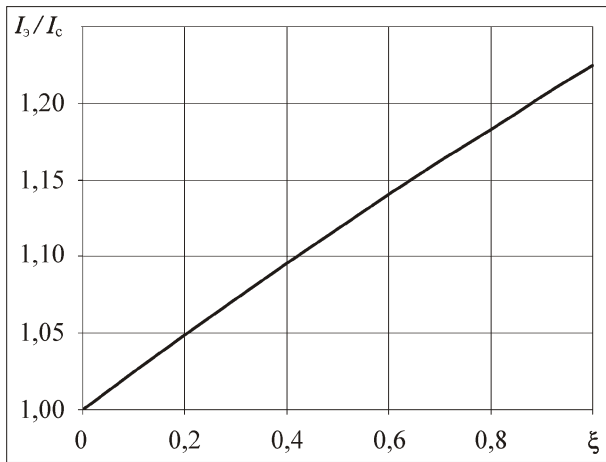


Рис. 5. График зависимости $\frac{I_3}{I_c} = f(\xi)$

$$I_3 = I_c \sqrt{1 + \frac{\xi^2}{2}} \quad (8)$$

График зависимости $\frac{I_3}{I_c} = f(\xi)$ представлен на рис. 5.

При отсутствии колебаний нагрузки $\xi = 0$ и $I_3 = I_c$. Другой предельный случай – $\xi = 1$, т.е. $I_a = I_c$. В этом случае $I_3 = 1,225 I_c$. Таким образом, при интенсивных колебаниях нагрузки с амплитудой, равной среднему значению, эквивалентный ток увеличивается на 22,5 % по сравнению со случаем, когда колебания отсутствуют. В первом приближении это соответствует примерно такому же снижению достижимого по нагреванию среднего момента нагрузки и средней мощности. Величину 22,5 % можно считать верхней оценкой влияния колебаний нагрузки на тепловую мощность электродвигателя, работающего в длительном двигательном режиме.

В случае несинусоидальных колебаний нагрузки для получения количественной оценки их влияния на тепловую мощность электродвигателя удобнее воспользоваться дискретной формой интегрирования согласно выражению (6). В представленном на рис. 1 примере колебания нагрузки происходят с частотами не выше 1,35 Гц.

Поскольку собственная частота асинхронного электродвигателя ЭКВ4-30-6-У5 значительно выше (равна примерно 11 Гц и практически не зависит от частоты питающей сети), то в первом приближении для анализа можно использовать статические механическую и токовую характеристики электродвигателя. Анализ этих характеристик электродвигателя ЭКВ4-30-6-У5 показывает, что зависимость между током и моментом в

диапазоне токов от 15 до 40 А (при номинальном токе 24,5 А) близка к прямо пропорциональной. Из этого следует, что осциллограмма токов в указанном типичном диапазоне нагрузок будет выглядеть примерно так же, как и осциллограмма моментов. С учетом этого расчет по формуле (2) позволяет оценить параметр I_3/I_c , используя осциллограмму моментов в приводе. Для осциллограммы, приведенной на рис. 1, $I_3/I_c = 1,06$.

Следует отметить, что частота питания в приведенном на рис. 1 примере нагрузки привода механизма перемещения составляла 25 Гц. При увеличении частоты до номинальной 50 Гц амплитуды колебаний момента увеличиваются. При этом согласно результатам моделирования с использованием математической модели, разработанной в работе [6], отношение I_3/I_c может достигать значений до 1,16.

При оценке влияния колебаний нагрузки привода подачи на производительность очистного комбайна следует учитывать, что у частотно-регулируемых асинхронных электродвигателей с принудительным охлаждением (в рассматриваемом случае водяным) допустимый по нагреву момент несколько возрастает по мере снижения частоты ниже 50 Гц, так как при этом снижаются потери в стали [4]. Кроме того, как показано в [1, 2], амплитуды несинфазных колебаний моментов в приводах механизма перемещения с уменьшением частоты уменьшаются. Вместе с тем следует иметь в виду, что при уменьшении частоты вращения ухудшаются условия отвода теплоты от ротора электродвигателя. С учетом всех указанных факторов наиболее заметного влияния колебаний нагрузки на тепловую мощность частотно-регулируемого привода перемещения очистных комбайнов следует ожидать при движении на высоких скоростях, примерно соответствующих частоте питания 40...50 Гц.

В первом приближении на основании полученных выше результатов можно принять, что в среднем фактическая неравномерность нагрузки электродвигателей механизма перемещения приводит к снижению момента, ограниченного нагревом электродвигателя, примерно на 10 % при питании от сети с частотой 40...50 Гц. Для комбайна УКД300 эта частота питания соответствует скорости перемещения примерно 6,6...8,3 м/мин. На такую же величину 10 % уменьшится среднее тяговое усилие при работе в длительном режиме, что может ограничивать скорость перемещения и производительность машины в тех случаях, когда лимитирующим фактором для роста скорости перемещения является требуемое тяговое усилие механизма перемещения.

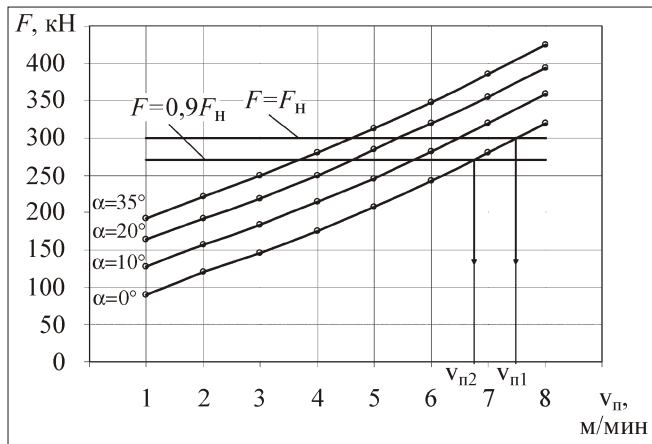


Рис. 6. Графики зависимости тягового усилия от скорости перемещения комбайна УКД300

Для количественной оценки величины возможного снижения производительности очистного комбайна УКД300 вследствие колебаний нагрузки в приводе механизма перемещения были проведены вычислительные эксперименты с использованием разработанной математической модели [6].

Рассмотрен представительный случай, соответствующий I группе типовых условий применения очистных комбайнов: сопротивляемость пласта резанию $A_p = 200$ Н/мм, показатель степени хрупкости $E = 2,80$. Мощность пласта принималась 1,4 м, угол падения — 0; 10; 20 и 35°. Результаты определения требуемого тягового усилия в зависимости от скорости v_n перемещения машины приведены на рис. 6.

На рисунке нанесены линии $F = F_n$ (номинальное среднее тяговое усилие при равномерной нагрузке) и $F = 0,9F_n$ (сниженное на 10% номинальное тяговое усилие при колебательном характере нагрузки). Из рис. 6 следует, что, например, при $\alpha = 0^\circ$ уменьшение номинального значения усилия на 10% приведет к снижению достижимой скорости перемещения от $v_{n1} = 7,5$ м/мин до $v_{n2} = 6,8$ м/мин, т.е. на $\Delta v = 0,7$ м/мин, или на 9%.

Таким образом, при эксплуатации очистного комбайна УКД300 уменьшение тепловой мощности электродвигателей механизма перемещения и номинального тягового усилия по причине неравномерного, колебательного характера нагрузки может приводить к снижению достижимой скорости перемещения примерно на 9%. На столько же процентов уменьшится теоретическая производительность комбайна.

Выводы и направление дальнейших исследований

Несинфазные колебания нагрузки в частотно-регулируемых приводах двухдвигательных механизмов перемещения очистных комбайнов, обусловленные несогласованной работой приводов из-за несовершенства зацепления в парах "звезда-рейка", не оказывают существенного влияния на величину устойчивого момента привода, в то же время существенно влияют на величину момента, ограниченного нагревом электродвигателей. Устранение несинфазных колебаний нагрузки в приводе двухдвигательного механизма перемещения очистного комбайна обеспечивает повышение тепловой мощности привода и достижимой величины тягового усилия на 6...16%. В случае если лимитирующим фактором являются достижимая величина тягового усилия, скорость перемещения и теоретическая производительность очистного комбайна в представительных условиях эксплуатации могут быть повышены примерно на 9% за счет устранения колебаний нагрузки в приводах механизма перемещения. Поэтому актуальными являются работы по совершенствованию конструкции механизмов перемещения, направленные на обеспечение синфазности зацепления звезд и разработку средств выравнивания нагрузок между частотно-регулируемыми приводами механизмов перемещения очистных комбайнов. Следует продолжить исследования для установления количественной оценки влияния на устойчивый момент двухдвигательного привода механизма перемещения очистных комбайнов колебаний нагрузки, обусловленных изменением сил сопротивления движению комбайна.

Список литературы

1. Косарев В.В., Стадник Н.И., Сергеев А.В., Кондрахин В.П., Лысенко Н.М., Косарев А.В. Комплексные экспериментальные исследования механизма перемещения очистного комбайна УКД300 // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 3. С. 2–6.
2. Кондрахин В.П., Лысенко Н.М., Косарев А.В., Косарев В.В., Стадник Н.И. Моделирование нагрузок в двухдвигательном механизме перемещения очистного комбайна с частотно-регулируемым приводом // Наукові праці ДонНТУ. Сер. Гірничо-електромеханічна: 36. наук. праць. Вип. 113. Донецьк: ДонНТУ, 2006. С. 139–145.
3. Гуляев В.Г., Кондрахин В.П., Косарев А.В., Стадник Н.И. Вероятностная оценка ресурса валов механизма перемещения очистного комбайна УКД300 // Наукові праці ДонНТУ. Сер. Гірничо-електромеханічна: 36. наук. праць. Вип. 127. Донецьк: ДВНЗ "ДонНТУ", 2007. С. 93–100.
4. Сандлер А.С., Сарбатов Р.С. Автоматическое частотное управление асинхронными двигателями. М.: Энергия, 1974. 528 с.
5. Блажкин А.Т., Бисекерский В.А. и др. Общая электротехника. Л.: Энергия, 1979. 471 с.
6. Кондрахин В.П., Лысенко Н.М., Косарев А.В., Косарев В.В., Стадник Н.И. Математическая модель для определения нагрузок в опорно-направляющих устройствах и механизме перемещения очистного комбайна типа УКД300 // Наукові праці ДонНТУ. Сер. Гірничо-електромеханічна: 36. наук. праць. Вип. 99. Донецьк: ДонНТУ, 2005. С. 111–120.

О.Е. Шабаяев, канд. техн. наук, доц., **А.К. Семенченко**, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, **Н.В. Хиценко**, канд. техн. наук, доц., ДонНТУ, **Н.И. Стадник**, д-р техн. наук, первый зам. директора, институт "Донгипроуглемаш", Украина

E-mail: OShabaev @yandex.ru

Экспериментальные исследования режимов работы исполнительного органа проходческого комбайна

Экспериментально определены характеристики рабочего процесса разрушения забоя исполнительным органом проходческого комбайна КПД: режим работы привода, коэффициент машинного времени, коэффициент использования мощности, удельные энергозатраты, теоретическая производительность. Установлена значительная неравномерность значений характеристик рабочего процесса комбайна вследствие погрешностей ручного управления, что приводит к существенному снижению производительности и ресурса комбайна. Показано, что разработка мехатронной конструкции комбайна, реализующей принципы адаптивной оптимизации рабочих процессов, позволит существенно повысить эффективность проходки.

Ключевые слова: проходческий комбайн, коэффициент машинного времени, коэффициент использования мощности, удельные энергозатраты, теоретическая производительность, рабочий процесс, адаптивная оптимизация.

O.E. Shabaev, A.K. Semenchenko, N.V. Khitsenko, N.I. Stadnik

The Experimental Investigations of Operating Mode of Acting Unit of Heading Machine

Experimental determined the properties of working procedure of face destruction by actuator of heading machine KPD: the engine behavior, the coefficient of machine time, the coefficient of power use, the energy intensity, the theoretical productivity. Determined the high irregularity of property values of working procedure of heading machine as a result of defects of manual control that bring to high decrease of productivity and resource of heading machine. Showed that the development of mechatronic machine construction, which realize the principles of adaptive optimization of working procedure, allows to rise the efficiency of tunneling.

Keywords: heading machine, coefficient of machine time, coefficient of power use, energy intensity, theoretical productivity, working procedure, adaptive optimization.

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами

Необходимость обеспечения все более высоких темпов проходки требует повышения технического уровня проходческих комбайнов. Применение существующих математических моделей и методов оптимального проектирования этих машин возможно лишь при корректном задании режимов их работы, которые могут быть получены только в результате натурного эксперимента. Данные эксперимента также могут быть использованы при проверке адекватности математических моделей рабочих процессов и обосновании путей дальнейшего совершенствования проходческих машин.

Анализ исследований и публикаций

Рабочий процесс проходческих комбайнов характеризуется значительным уровнем и высо-

кой динамикой нагруженности элементов конструкции. Для получения сведений о рабочем процессе в настоящее время разработаны и внедряются устройства для непрерывной регистрации характеристик рабочего процесса, например, блок регистрации произошедших событий на комбайне [1]. Такая реализация натурного эксперимента, в отличие от известных методик лабораторного эксперимента [2] и натурного эксперимента с применением специальной измерительной аппаратуры [3], установка которой требует определенного изменения конструкции машины, делает возможным проведение эксперимента в реальных условиях в течение достаточно длительного времени, что позволяет получить статистически достоверные данные без ущерба для нормальной работы проходческого

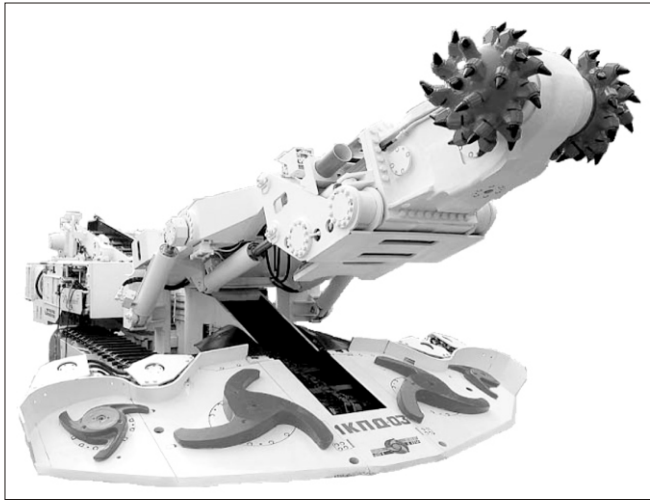


Рис. 1. Проходческий комбайн КПД

участка. В настоящее время такие данные отсутствуют в публикациях.

Постановка задачи

Целью работы являются экспериментальное получение и анализ характеристик рабочего процесса разрушения забоя исполнительным органом проходческого комбайна КПД.

Изложение материала и результаты

Условия проведения эксперимента

Исследования проводились при прохождении проходческим комбайном КПД, оснащенным двигателем привода исполнительного органа мощностью 90 кВт с синхронной частотой вращения 1000 мин^{-1} (рис. 1), вентиляционного штрека северной коренной лавы, пласта l_2 АП "Шахта "Белицкая" ГП "Добропольеуголь" в период с 18.11.08 по 22.11.08. Структура забоя приведена на рис. 2. Выработка сечением 13 м^2 в проходке крепилась арочной крепью с шагом 0,8 м. Суточный режим работы забоя – три рабочие смены по 6 ч и одна – ремонтная.



Рис. 2. Структура забоя

Измерительная аппаратура

Измерения тока двигателя привода исполнительного органа проводились посредством блока регистрации произошедших событий [1]. Схема подключения в силовую цепь электродвигателей приведена на рис. 3.

Реализация эксперимента

Для проведения эксперимента была разработана методика, в соответствии с которой в течение 120 ч (5 сут) осуществлялась непрерывная регистрация с шагом 1 с действующего значения тока двигателя, усредненного за 1 с. В целях возможности дальнейшей обработки полученных массивов данных одновременно осуществлялся хронометраж работы комбайна. За период про-

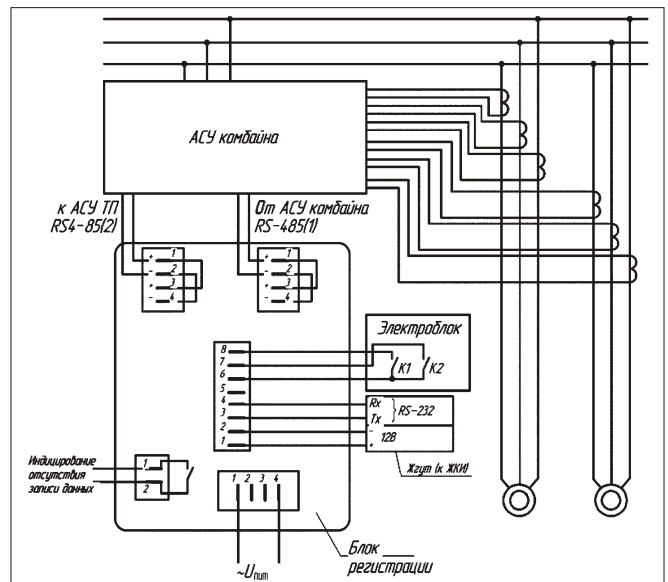


Рис. 3. Схема подключения блока регистрации в силовую цепь

ведения эксперимента комбайном было пройдено 15,2 м выработки (посуточно: 2,4; 3,2; 3,2; 3,2 м).

Пример регистрации тока двигателя приведен на рис. 4. График построен в относительных единицах, за базу принят номинальный ток двигателя.

Согласно методике проведения эксперимента предусматривалось определение следующих характеристик:

а) для оценки интенсивности использования машины во времени в составе проходческого комплекса с учетом при-

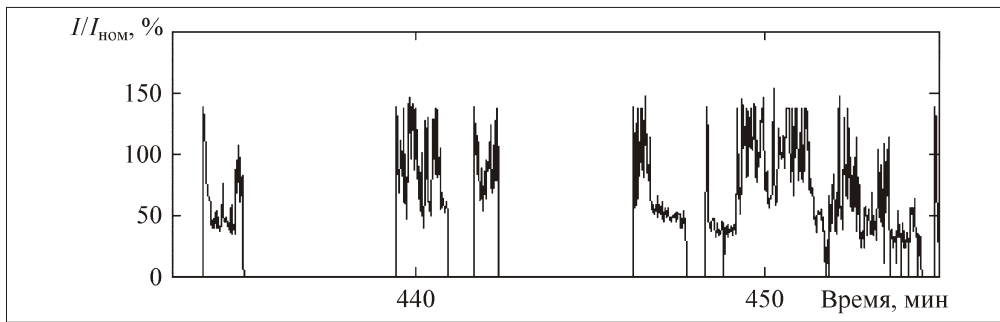


Рис. 4. Фрагмент записи тока двигателя

нятой технологии работ – коэффициента машинного времени за смену;

б) для оценки режима работы привода исполнительного органа (согласно [4]) в каждый момент времени его работы ("скользящее среднее") – количества пусков приводного двигателя в час; продолжительности включения приводного двигателя за период времени 10 мин;

в) для оценки полноты использования тепловой мощности приводного двигателя – коэффициента использования мощности, определяемого как отношение эквивалентной по нагреву двигателя мощности к номинальному значению мощности двигателя: за 10 мин ("скользящее среднее") за смену и среднего за цикл обработки забоя (без учета пауз между включениями двигателя в пределах цикла);

г) для оценки эффективности разрушения забоя исполнительным органом – удельных энергозатрат процесса разрушения забоя за цикл обработки забоя, за сутки, а также за весь период проведения эксперимента;

д) для оценки совместного влияния удельных энергозатрат процесса разрушения забоя и уровня использования мощности приводного двигателя на эффективность работы комбайна – средней за цикл обработки забоя теоретической производительности комбайна.

Методика обработки эксперимента

Значения тока двигателя, фиксируемые блоком регистрации, использовались для расчета:

- продолжительности включения

$$ПВ(t) = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \text{sign}(I(t)) dt,$$

где T – расчетный интервал времени, принятый равным 10 мин;

- сменного коэффициента машинного времени

$$K_M = \frac{1}{T_{см}} \int_{T_{см}} \text{sign}(I(t)) dt,$$

где $T_{см}$ – длительность смены;

- текущего значения коэффициента использования мощности двигателя

$$K_{иP}(t) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_t^{t+T} \left(\frac{I(t)}{I_{ном}} \cos(\phi(I(t))) \right)^2 dt};$$

где $\cos(\phi(I))$ – зависимость коэффициента мощности двигателя от полного тока, полученная экспериментально для данного двигателя;

- сменного коэффициента использования мощности двигателя

$$K_{иP см} = \sqrt{\frac{1}{T_{см}} \int_{T_{см}} \left(\frac{I(t)}{I_{ном}} \cos(\phi(I(t))) \right)^2 dt};$$

- удельных энергозатрат за цикл обработки забоя

$$W_{уд} = \frac{P_{ном}}{3600 S_{ци} T_{ци}} \int_{T_{ци}} \frac{I(t)}{I_{ном}} \cos(\phi(I(t))) dt,$$

где $P_{ном}$ – номинальная мощность двигателя привода исполнительного органа; S – площадь сечения выработки; $B_{ци}$ – суммарная глубина зарубки исполнительного органа в i -м цикле.

Аналогично рассчитывались удельные энергозатраты за сутки и за время проведения эксперимента:

- средний за цикл обработки забоя коэффициент использования мощности двигателя (без учета пауз между включениями двигателя в пределах цикла)

$$K_{иPци} = \sqrt{\frac{1}{T_{ци}} \int_{T_{ци}} \left(\frac{I(t)}{I_{ном}} \cos(\phi(I(t))) \right)^2 dt},$$

где $T_{ци}$ – длительность i -го цикла без учета пауз между включениями двигателя в пределах цикла;

- средняя за цикл обработки забоя теоретическая производительность

$$Q_{\text{ци}} = \frac{P_{\text{ном}} K_{\text{иРци}}}{60W_{\text{ци}}}$$

При расчете теоретической производительности не учитывается охлаждение двигателя в течение пауз между включениями двигателя в пределах цикла обработки забоя. Такое допущение обосновано тем, что имели место циклы обработки забоя, в течение которых приводной двигатель не включался.

Результаты эксперимента

С использованием специализированного программного обеспечения были получены характеристики рабочего процесса разрушения забоя исполнительным органом проходческого комбайна КПД.

Коэффициент машинного времени за смену

На рис. 5 приведена диаграмма изменения сменного коэффициента использования комбайна $K_{\text{м.см}}$ в различные смены его работы. Смены 2, 6, 10, 14 и 18 являются ремонтными и к расчету не принимались. Среднее значение сменного коэффициента машинного времени составляло $0,18 \pm 0,04$, а диапазон возможных значений с доверительной вероятностью 0,95 – от 0,01 до 0,34. Высокая неравномерность значений коэффициента машинного времени говорит о наличии резервов в повышении темпа проходки за счет более четкой организации работ на участке. Вместе с тем достаточно низкий уровень среднего значения коэффициента машинного времени говорит о значительной длительности операций проходческого цикла, не совмещенных с процессом разрушения забоя. Поэтому существенным резервом повышения темпа про-

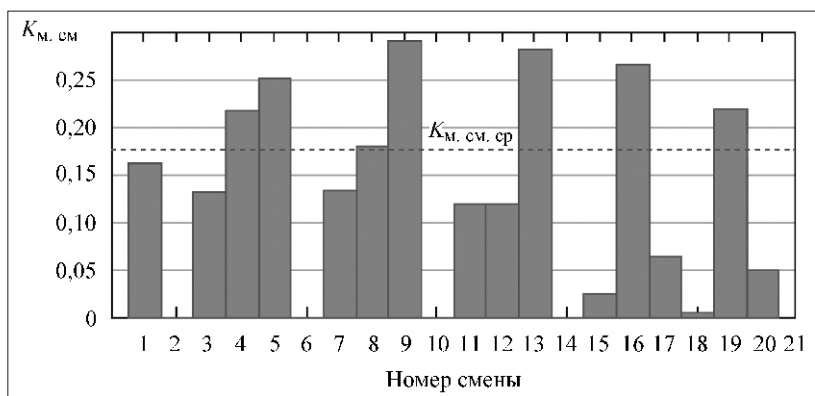


Рис. 5. Изменение сменного коэффициента использования комбайна

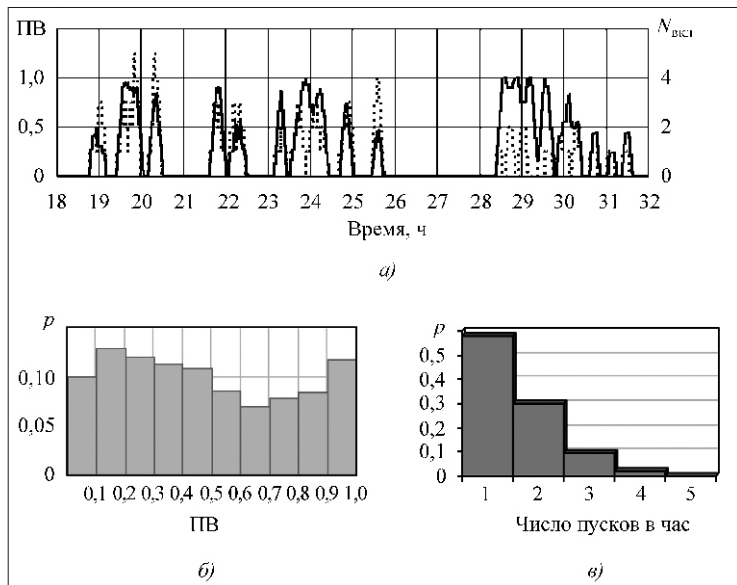


Рис. 6. Изменение продолжительности включения ПВ и количества пусков двигателя $N_{\text{вкл}}$ в ходе эксперимента (а) и их гистограммы распределения плотности вероятности (б, в)

ходки являются совершенствование технологии проходческого цикла и разработка соответствующего вспомогательного оборудования.

Режим работы привода исполнительного органа

Анализ изменения продолжительности включения и количества пусков в час в ходе эксперимента (рис. 6, а) показал, что продолжительность включения изменяется в диапазоне от 0 до 1, причем распределение этой величины равномерное (см. рис. 6, б). Число включений в час ($N_{\text{вкл}}$) за время проведения эксперимента не превышало 5, причем в 98 % случаев число включений не превышает 3 (см. рис. 6, в). С учетом случайного характера нагрузки приводного двигателя (см. рис. 4), относительно небольшого числа пусков и широкого диапазона изменения продолжительности включения режим работы привода не относится ни к одному из предусмотренных стандартом [4].

Использование тепловой мощности приводного двигателя

Уровень использования потенциальных возможностей приводного двигателя комбайна может быть охарактеризован коэффициентом использования его тепловой мощности. На рис. 7 приведена диаграмма изменения сменного коэффициента использования мощности двигателя

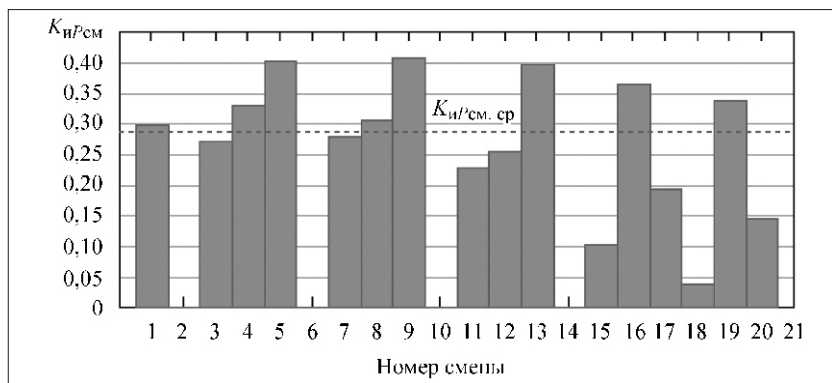


Рис. 7. Изменение сменного коэффициента использования мощности

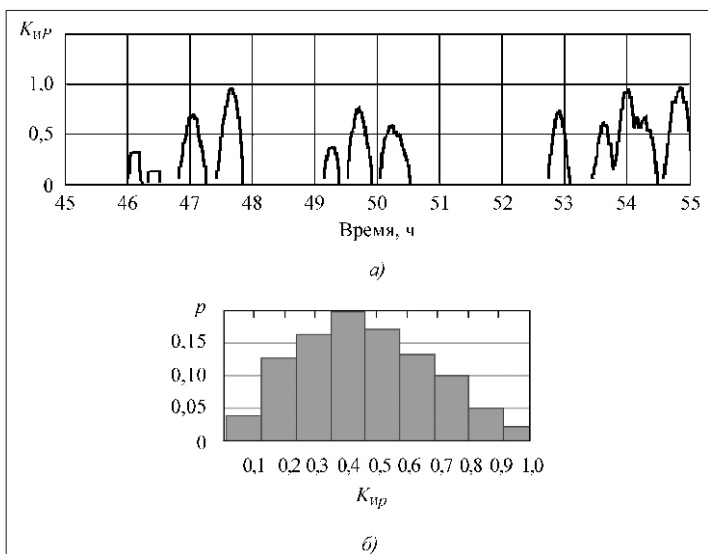


Рис. 8. Изменение коэффициента использования мощности в ходе эксперимента (а) и его гистограмма распределения (б)

привода исполнительного органа в различные смены его работы. Среднее значение этого коэффициента (исключая ремонтные смены) составляло $0,29 \pm 0,05$, а диапазон возможных значений с доверительной вероятностью 0,95 – от 0,09 до 0,48. На рис. 8 приведен фрагмент изменения скользящего (за 10 мин) значения коэффициента использования мощности (а), а также гистограмма (б) распределения этой величины за период проведения эксперимента. Очевидно, значительную долю времени (порядка 80 %) составляет работа привода с уровнем нагрузки не более 70 % от номинальной. Сменный коэффициент использования мощности имеет еще более низкие значения. Вместе с этим имели место режимы работы комбайна с мощностью, в 1,6–1,8 раза превышающей номинальную мощность приводного двигателя.

Существенное недоиспользование мощности может быть вызвано как технологическими паузами в работе комбайна, так и неэффективным ручным управлением. Для оценки значимости этих факторов были рассчитаны значения коэффициента использования мощности для циклов обработки забоя без учета пауз между включениями двигателя в течение цикла (рис. 9). Среднее значение этого коэффициента составляло $0,74 \pm 0,05$, а диапазон возможных значений с доверительной вероятностью 0,95 – от 0,55 до 0,93.

Таким образом, при ручном управлении недоиспользование мощности в среднем составляет 26 %, а значительный разброс этой величины приводит к неравномерности нагрузок, формируемых в циклах разрушения забоя, и, как следствие, к снижению ресурса комбайна.

Удельные энергозатраты процесса разрушения забоя

Удельные энергозатраты характеризуют эффективность процесса разрушения забоя с учетом физико-механических свойств разрушаемой породы, структуры забоя, конструкции исполнительного органа и режущего инструмента, а также режимных параметров (скорости подачи, резания, глубины зарубки и шага фрезерования исполнительного органа [5]) и перебора породы по контуру выработки. Режимные параметры и перебор определяются управляющими воздействиями на машину, ко-

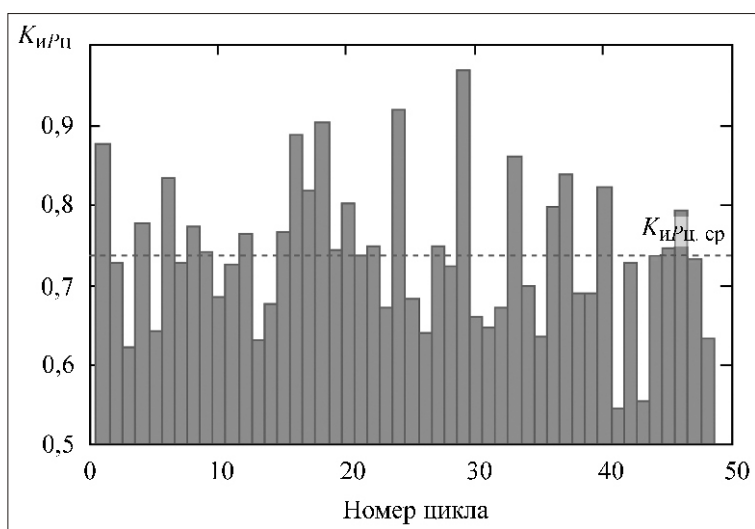


Рис. 9. Коэффициент использования мощности для циклов обработки забоя без учета пауз между включениями двигателя в течение цикла

Среднесуточные значения удельных энергозатрат процесса разрушения забоя

Дата	18.11.2008	19.11.2008	20.1.2008	21.11.2008	22.11.2008
Удельные энергозатраты, кВт·ч/м ³	6,62	4,83	4,29	4,87	3,30

торые в существующих конструкциях комбайнов формируются человеком-оператором. В результате недостаточно эффективного управления удельные энергозатраты могут варьироваться в широких пределах. В таблице приведены среднесуточные значения удельных энергозатрат процесса разрушения забоя, полученные в результате обработки данных эксперимента. Как видно, удельные энергозатраты изменялись более чем в 2 раза при среднем значении 4,68 кВт ч/м³.

На рис. 10 приведены диаграмма изменения средних за цикл обработки забоя удельных энергозатрат и гистограмма распределения этой величины. Среднее значение составляло

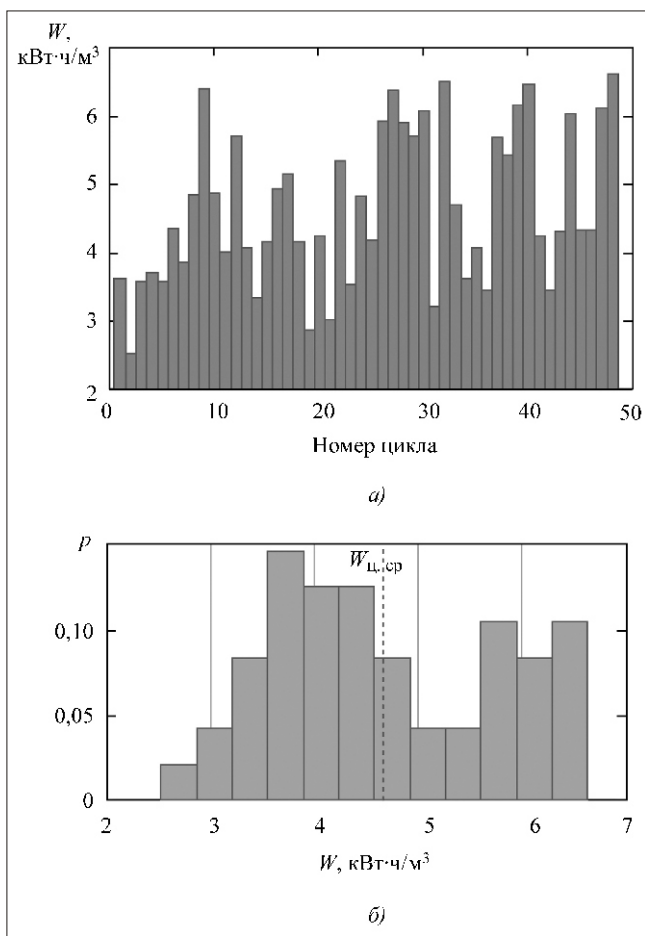


Рис. 10. Изменение средних за цикл обработки забоя удельных энергозатрат в ходе эксперимента (а) и их гистограмма распределения (б): $W_{ц,ср}$ – среднее значение удельных энергозатрат за цикл

(4,68±0,61) кВт ч/м³, а диапазон возможных значений с доверительной вероятностью 0,95 – от 2,29 до 7,03 кВт ч/м³. Так как в процессе проведения эксперимента горно-геологические условия изменялись незначительно, колебания удельных энергозатрат вызваны переборами и случайным характером воспроизведения цикла обработки забоя машинистом комбайна, а также износом и поломками режущего инструмента. Одним из путей обеспечения стабильных минимальных значений удельных энергозатрат является применение мехатронного подхода при проектировании комбайна, обеспечивающего адаптивную оптимизацию рабочих процессов [5].

Теоретическая производительность процесса разрушения забоя

Теоретическая производительность является интегральным показателем эффективности работы комбайна, который учитывает совместное влияние удельных энергозатрат процесса разрушения забоя и уровня использования мощности приводного двигателя. На рис. 11, а приведены диаграмма изменения средней за цикл обработки забоя теоретической производительности и гистограмма распределения этой величины. Анализ диаграммы показал существенную неравномерность теоретической производительности процесса разрушения забоя. Среднее значение составляло (0,25...0,04) м³/мин, а диапазон возможных значений с доверительной вероятностью 0,95 – от 0,11 до 0,39 м³/мин. На рис. 11, б приведена гистограмма распределения нормированных значений средней за цикл обработки забоя теоретической производительности. В качестве базы принята теоретическая производительность при полном использовании мощности привода и минимальном из полученных значений удельных энергозатрат. На гистограмме видно, что производительность составляет в среднем 40 %, а как максимум – 70 % от максимально возможной в данных условиях эксплуатации величины. Данный результат подтверждает вывод, сделанный в работе [6], о недостаточной эффективности ручного управления проходческим комбайном.

Рис. 12 иллюстрирует совместное влияние уровня использования мощности и эффективности процесса разрушения забоя на теоретическую производительность. На рисунке приведено поле значений средней за цикл обработки забоя теоретической производительности процесса разрушения забоя (линии уровня, м³/мин) в

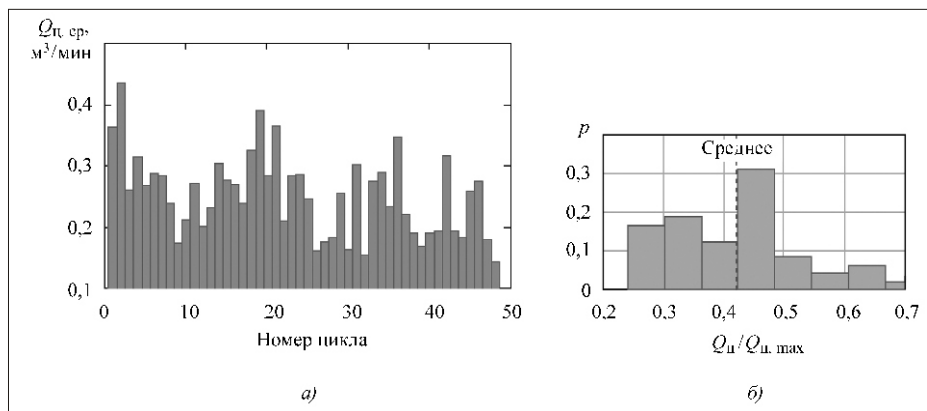


Рис. 11. Изменение средней за цикл обработки забоя теоретической производительности процесса разрушения забоя в ходе эксперимента (а) и гистограмма распределения ее нормированной величины (б)

зависимости от коэффициента использования мощности и удельных энергозатрат. Анализ графика показал, что причинами низкой производительности являются как недостаточное использование мощности (точки в левой половине графика, зона I), так и неэффективный режим разрушения забоя (точки в верхней половине графика, зона II). Применение мехатронного подхода к созданию проходческих комбайнов [5] позволит работать с рациональными параметрами режима разрушения забоя, исключить перебор породы и максимально использовать мощность двигателя на основе адаптивной оптимизации рабочего процесса комбайна, что соответствует зоне III.

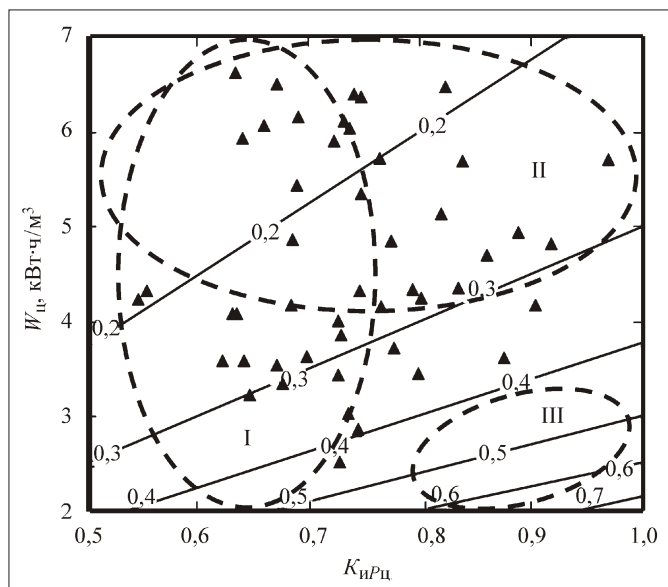


Рис. 12. Поле значений средней за цикл обработки забоя теоретической производительности процесса разрушения забоя в зависимости от коэффициента использования мощности и удельных энергозатрат

Выводы и направление дальнейших исследований

1. Разработана методика обработки данных натурального эксперимента, позволяющая выполнять оценку характеристик рабочего процесса разрушения забоя исполнительным органом проходческого комбайна (режим работы привода, коэффициент машинного времени, коэффициент использования мощности, удельные энергозатраты, теоретическая производительность) на базе длительной непрерывной записи тока двигателя. Данная методика может

быть использована для расшифровки записей данных регистраторов произошедших событий, которыми оснащаются современные проходческие комбайны.

2. Получены средние значения и диапазоны возможных значений с доверительной вероятностью 0,95 характеристик рабочего процесса разрушения забоя исполнительным органом проходческого комбайна КПД в условиях АП "Шахта Белицкая":

- сменного коэффициента машинного времени: среднее значение $0,18 \pm 0,04$; диапазон от 0,01 до 0,34;
- средних за цикл обработки забоя удельных энергозатрат: среднее значение $(4,68 \pm 0,61)$ кВт ч/м³; диапазон от 2,29 до 7,03 кВт ч/м³;
- средней за цикл обработки забоя теоретической производительности: среднее значение $(0,25 \pm 0,04)$ м³/мин; диапазон от 0,11 до 0,39 м³/мин.

Установлено, что продолжительность включения двигателя изменяется в диапазоне от 0 до 1 (равномерное распределение) при числе включений в час не более 5. Значительную долю времени (порядка 80 %) составляет работа привода с уровнем нагрузки не более 70 % от номинальной. При этом имеют место режимы, в которых мощность в 1,6–1,8 раза превышает номинальную мощность приводного двигателя.

3. Выявлена значительная неравномерность значений характеристик рабочего процесса комбайна вследствие погрешностей ручного управления. В результате имеют место отклонения от рациональных режимов обработки забоя, перебор породы по контуру выработки, недос-

таточное использование мощности привода, что приводит к существенному снижению производительности и ресурса комбайна. Исключить указанные негативные явления позволит разработка мехатронной конструкции комбайна нового технического уровня, реализующей принципы адаптивной оптимизации рабочих процессов.

Список литературы

1. Кудлай Р.А., Мезников А.В., Стадник Н.И. Блок регистрации произошедших событий на проходческом комбайне // Решение научно-технических проблем при создании и внедрении современного горно-шахтного оборудования. Донецк, 2008. С. 647–660.

2. Семенченко Д.А. Влияние кинематических изменений заднего и переднего углов поворотного резца на формирование усилия подачи // Наукові праці ДонДТУ. Сер. Гірничо-електромеханічна. Донецьк. 2001. Вип. 27. С. 340–344.

3. Мизин В.А. Экспериментальные исследования нагруженности системы подвески исполнительного органа проходческого комбайна КПД // Наукові праці ДонНТУ. Донецьк: ДонНТУ, 2006. Вип. 113. С. 192–198.

4. ГОСТ 183–74 Машины электрические вращающиеся. Общие технические условия. Введ. 01.01.1976. М.: Изд-во стандартов, 1976. 26 с.

5. Шабаев О.Е., Семенченко А.К., Хиценко Н.В. Принципы интеллектуализации рабочих процессов мехатронной горной выемочной машины // Вісті Донецького гірничого інституту: Всеукраїнський науково-технічний журнал гірничого профілю. №1. 2009. С. 207–213.

6. Шабаев О.Е., Семенченко А.К., Хиценко Н.В. Адаптивная оптимизация цикла обработки и параметров режима разрушения забоя проходческим комбайном избирательного действия по критерию темпа проходки // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Междунар. сб. науч. тр. Вып. 39. Донецк, 2010. С. 210–219.

ИНФОРМАЦИЯ

Продолжение, начало на стр. 42.

• Семинар № 14 "Автоматизация технологических процессов и производств в горной промышленности"

Руководители: проф. Л.Д. Певзнер, д-р техн. наук А.А. Лавриненко, уч. секретарь – доц. В.В. Дмитриева (тел. (499) 230-26-33).

• Семинар № 21 "Горно-транспортные машины и оборудование для переработки минерального сырья и защиты окружающей среды"

Руководители: проф. В.И. Галкин, проф. Ю.В. Дмитрак, уч. секретарь – доц. В.В. Зотов (тел. (499) 230-24-72).

• Семинар № 22 "Горные машины и оборудование"

Руководитель: проф. Л.И. Кантович, уч. секретарь – доц. О.В. Белянкина (тел. (499) 230-94-40).

• Семинар № 23 "Современные технологии в горном машиностроении"

Руководитель: проф. А.П. Вержанский, уч. секретарь – доц. О.Н. Шагарова (тел. (499) 230-94-40).

• Семинар № 24 "Электрификация и энергосбережение в горной промышленности"

Руководители: проф. А.В. Ляхомский, проф. А.Т. Ерыгин, уч. секретарь – доц. Г.М. Петров (тел. (499) 230-23-35).

ООО "Издательство "Новые технологии", 107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Дизайнер Т.Н. Погорелова. Технический редактор Т.И. Андреева. Корректоры Л.И. Сажина, Л.Е. Солюшкина

Сдано в набор 16.08.10 г. Подписано в печать 18.10.10 г. Формат 60 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,43. Заказ 799. Цена свободная.

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-19854 от 15 апреля 2005 г.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика". 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15.