

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:**

ДАНИЛИНА И.С.  
КАРТАВАЯ Н.В.

**Телефоны редакции:**

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

**Факс** (499) 269-55-10

**E-mail:** [gma@novtex.ru](mailto:gma@novtex.ru)

<http://novtex.ru/gormash>

## СОДЕРЖАНИЕ

### ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Трубецкой К.Н., Сидоренко И.А., Домбровский А.Н., Котровский М.Н. Типоразмерный ряд кранлайнов для высокоуступной геотехнологии на открытых разработках . . . . .	2
Шемякин С.А., Иванченко С.Н., Чебан А.Ю., Губарь А.А. Скреперы для выемки мерзлых пород . . . . .	6

### БУРОВЫЕ РАБОТЫ

Кравченко В.А., Пономарев А.И., Карасев А.Е., Абдурашитов А.И. Моделирование демпфирующих устройств ударно-скалывающего исполнительного органа . . . . .	12
Шадрина А.В., Саруев Л.А., Саруев А.Л. Энергетическая эффективность ударных импульсов, переданных на разрушаемый гранит, по колонне бурильных труб длиной 50 м . . . . .	15
Попов С.А., Попова М.Н. Анализ конструкций и характеристик спайдеров станков геологоразведочного бурения . . . . .	19

### ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Иванов А.С. Структура и алгоритмы управления электроприводом переменного тока экскаваторов . . . . .	23
Большунова О.М., Семенов М.А. Современное состояние и перспективы развития интеллектуальных систем управления в добывающей промышленности . . . . .	27
Пронин М.В., Воронцов А.Г., Терещенков В.В. Управление многотактным активным выпрямителем экскаватора ЭКГ-35К . . . . .	29

### НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Лысенко М.Н. Концептуальные положения и математическая модель оптимального проектирования мехатронных подсистем привода проходческих комбайнов . . . . .	34
Витушко О.В., Никифорова Н.А., Семененко Е.В. Усовершенствование методики расчета гидравлического уклона пульпы при гидротранспорте отходов обогащения . . . . .	41

### СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Петров Н.Н., Грехнёва Е.Ю., Козулин И.А. Доработка параметров и освоение производства нового ряда осевых вентиляторов серии ВО для главного проветривания шахт . . . . .	45
Попов Ю.В., Невалин В.В. Наземное расположение многоканатных подъемных машин: особенности расчета и проектирования . . . . .	48
Петров Н.Н., Козырев А.С. Обоснование и опыт работ по модернизации осевых вентиляторов, выработавших проектный ресурс . . . . .	51

### ПОЗДРАВЛЯЕМ ЮБИЛЯРА

Исполнилось Виктору Леонтьевичу Яковлеву 75 лет . . . . .	54
---	----

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 621.879.38:622

**К.Н. Трубецкой**, *акад. РАН*, **И.А. Сидоренко**, *канд. техн. наук*, **А.Н. Домбровский**, *канд. техн. наук*, **УРАН ИПКОН РАН**, **М.Н. Котровский**, *НПК "Гемос Лимитед"*

111020, Москва, Крюковский тупик, д. 4, УРАН ИПКОН РАН

## Типоразмерный ряд кранлайнов для высокоуступной геотехнологии на открытых разработках

---

*Представлен кранлайн – перспективный эффективный тип экскаватора для открытой разработки месторождений полезных ископаемых высокими (до 30 м и выше) уступами с погрузкой в автосамосвалы и железнодорожные составы. В кранлайне сочетаются преимущества традиционных шагающих драглайнов и карьерных мехлопат. Конструкция кранлайна защищена патентами РФ. В результате анализа горно-геологических условий применения транспортных систем на открытых разработках в России и за рубежом предложен типоразмерный ряд кранлайнов, включающий 8 моделей с ковшами вместимостью 6,5, 10, 15, 20, 25, 30, 40 и 50 м<sup>3</sup>.*

**Ключевые слова:** кранлайны, карьерные мехлопаты, драглайны, транспортная система открытых горных работ, типоразмерный ряд.

**K.N. Trubetskiy, I.A. Sidorenko, A.N. Dombrovskiy, M.N. Kotrovskiy**

## The Parametrical Row of the Cranlines for High Bench Geotechnology of Open-Pit Mining

---

*The authors present Cranline – a promising efficient type of excavator for open pit mineral deposit development by high (up and over 30 m) benches with loading onto dump trucks and railway dumpcars. The cranline is a combination of the advantages of conventional walking draglines and mining power shovels. Its construction is protected by RF patents. As a result of the analysis of geological and mining conditions of the transport system of surface operations in Russia and several foreign countries the parametrical row of 8 cranlines is indentified with 6,5, 10, 15, 20, 25, 30, 40 and 50 m<sup>3</sup> buckets.*

**Keywords:** cranlines, mining power shovels, draglines, transport system of surface operations, parametrical row.

**В** настоящее время открытая добыча полезных ископаемых преобладает над подземным способом во всех горно-добывающих отраслях промышленности, несмотря на перманентное увеличение глубины карьеров и разрезов, а также вовлечение в эксплуатацию новых месторождений, отличающихся более сложными условиями залегания пластов и залежей минерального сырья. Если в 1960 г. открытая добыча угля в СССР составляла 20 %, то в настоящее время в России она достигла 65 %, добыча железной руды открытым способом увеличилась с 60 до 90 %.

С геотехнологической точки зрения растет долевое участие транспортной системы открытой разработки, уже составляющее в угольной промышленности 75 %, а в других горно-добывающих отраслях – черной, цветной металлургии, алмазодобывающей промышленности, про-

мышленности строительных материалов – практически 100 %.

Возрастание глубины открытых разработок объективно приводит к ухудшению технико-экономических показателей этого способа добычи, прежде всего, из-за возрастания объемов вскрышных работ и увеличения дальности транспортирования горной массы в режиме подъема средствами автомобильного и железнодорожного транспорта.

Усложнение горно-геологических и горно-технических условий производства открытых горных работ по транспортной системе на всех этапах предопределяло поиск технологических решений, направленных на повышение эффективности горного производства, в числе которых определяющим являются увеличение высоты разрабатываемых уступов и повышение уровней транспортных горизонтов. За обозримый период

времени с ростом мощности создаваемых карьерных механических лопат, сопровождающимся увеличением вместимости их ковшей с 3...4 до 15...20 м<sup>3</sup>, высота копания этих экскаваторов возросла лишь в два раза и достигает 16...18 м. Применение мехлопат с удлиненным рабочим оборудованием для верхней погрузки не получило широкого распространения из-за соответствующего уменьшения вместимости ковшей и снижения производительности.

Между тем в практике открытых горных работ был найден ответ на задачу разработки уступов увеличенной высоты при транспортной системе за счет использования драглайнов. На эту возможность разгрузки ковша на канатной подвеске не в отвал, а в сосуд ограниченной вместимости указал еще в середине прошлого века акад. Н.В. Мельников, предложивший новую систему разработки "Экскаватор-карьер". Хорошо известна практика масштабного использования драглайнов с ковшом вместимостью до 10 м<sup>3</sup> для погрузки в средства железнодорожного и автомобильного транспорта на железорудных карьерах Соколовско-Сарбайского ГПО, в карьерах Северо-Онежского бокситового рудника и угольных разрезах ЛуГЭКа, на гранитном карьере ОАО "Павловскгранит" в Воронежской области и других. В целях улучшения визуального контроля машиниста за разгрузкой ковша драглайна в транспортное средство на большинстве этих предприятий используются серийные драглайны с укороченной с 70 до 50 м стрелой, что, тем не менее, не избавляет от значительных просыпей загружаемых в думпкары вскрышных пород. При разгрузке ковша драглайна в автосамосвалы на Нерюнгринском угольном разрезе из-за сложности прицеливания на большом расстоянии от кабины машиниста, значительной раскачки ковша над кузовом и возникающей опасности падения кусков горной массы на кабину самосвала паспортом забоя предписано водителю покидать машину во время ее загрузки.

В целях совершенствования этого процесса, направленного на уменьшение просыпей, известно устройство прицельной погрузки (УПП), устанавливаемое на серийно выпускаемых драглайнах. Драглайны, оснащенные УПП, проходили испытания на Ушаковском, Экибастузском и Харанорском угольных разрезах. Однако такая конструкция не позволяет устранить главные недостатки использования серийных драглайнов для прямой погрузки горной массы в транспортное средство: удаленность места разгрузки от глаз машиниста экскаватора, значительная раскачка ковша и осуществление разгрузки ковша через зубья, что особенно при разгрузке взорван-

ных скальных и полускальных пород приводит к их просыпям. Кроме того, сложность и ненадежность эксплуатации гидравлической системы опрокидывания ковша, невозможность ее практической реализации при ковшах вместимостью более 10 м<sup>3</sup>, предопределили необходимость поиска других более совершенных технических решений.

Под научным руководством акад. РАН К.Н. Трубецкого творческим коллективом специалистов Института проблем комплексного освоения недр РАН с активным участием бывшего главного инженера Новокраматорского машиностроительного завода лауреата Ленинской и Государственной премий Н.Н. Киселева за последние годы была разработана эффективная высокоуступная геотехнология, в основе которой предусматривается применение принципиально нового вида драглайна погрузочного типа, названного кранлайном (рис. 1 и 2, см. 2-ю стр. обложки).

Рекомендуемые в качестве альтернативы карьерным мехлопатам кранлайны сочетают в себе преимущества последних (прицельная практически безударная погрузка горной массы в транспортные средства) с преимуществами шагающих драглайнов (возможность отработки высоких уступов — до 30 м и более — нижним черпанием при малом удельном давлении на грунт). На ряд технических решений были получены патенты РФ, два из которых являются основными (2182971 и 2186178).

Кранлайн представляет собой гибридную полноповоротную экскавационную машину на шагающем ходу, одновременно выполняющую функцию погрузки разрабатываемого грунта в транспортное средство. Основные особенности конструктивного исполнения кранлайнов, отличающие его от традиционных драглайнов, заключаются в том, что его стрела состоит из двух частей: первая, воспринимающая нагрузку от подъема груженого ковша, выполняется усиленной; вторая, предназначенная для заброски порожнего ковша в забой, выполняется облегченной, так как воспринимает сравнительно меньшую нагрузку. Кроме того, кранлайн имеет третью, дополнительную, лебедку заброса ковша (кроме тяговой и подъемной), а блоки подъемных канатов расположены в средней части нижнего пояса стрелы. Кранлайн оснащается ковшом коробчатого типа, соединенным с лебедками соответствующими канатами, с открывающейся с помощью запорного механизма задней стенкой.

Специальная конструкция ковша значительно упрощает управление машиной, повышая

Сопоставление вместимости ковшей кранлайнов и мехлопат

Вместимость ковша кранлайна, м <sup>3</sup>	Марка базовой мехлопаты	Вместимость ковша мехлопаты, м <sup>3</sup>	Диапазон вместимости ковшей мехлопаты, м <sup>3</sup>	Высота черпания мехлопаты, м	Грузоподъемность самосвала, т
6,5	ЭКГ-5А	5,2	3,2...7	10,3	55
10	ЭКГ 8	8,0	6...10	14,0	80...100
15	ЭКГ 12	12	14...16	15	120...150
20	ЭКГ-1500	18,0	24	17,5	130...180
25	295ВП	22,9	18,4...39,0	14,86	150...200
30	РН 2300ХРВ	25,2	19,9...36,7	15,39 (20)	180...220
40	РН 2800ХРВ	35,2	25,2...53,5	16,15 (20)	200...236
50	РН 4100	42,8	30,6...61,2	17,32	245...291-327

технологическую надежность и безопасность процесса погрузки транспортного средства. Этим достигается сокращение радиуса разгрузки, что крайне важно для обеспечения прицельности погрузки в транспортные средства. Так как ковш традиционного драглайна, разгружающийся опрокидыванием через зубья, в полной мере не обеспечивает прицельную разгрузку в транспортный сосуд, даже при использовании специальных устройств типа УПП, особенно при разработке взорванной скальной горной массы, предложена новая, также защищенная патентом РФ, конструкция ковша коробчатой формы с разгрузкой через открывающуюся заднюю стенку (аналогично ковшам мехлопат).

Основные преимущества кранлайнов состоят в следующем. По своим техническим возможностям они обеспечивают выемку не только мягких пород, но и хорошо взорванной горной массы, и вместе с тем – безударную погрузку в кузов автосамосвала или в думпкар, как это характерно для мехлопат. Высота разрабатываемого кранлайном уступа при расположении его на верхней площадке по крайней мере в два раза больше, чем у мехлопат с ковшом сопоставимой вместимости, что существенно расширяет геотехнологические возможности такого оборудования, позволяет получать значительный экономический эффект от сокращения практически вдвое количества рабочих горизонтов на карьере, существенного уменьшения протяженности транспортных коммуникаций и дальности транспортирования горной массы в режиме подъема.

При использовании кранлайнов достигается увеличение генерального угла рабочего борта карьера на 6...10° с соответствующим уменьшением объемов горно-капитальных работ и размеров территорий, отторгаемых горными работами; значительно сокращаются объемы работ по строительству и содержанию внутрикарьерных железных и автодорог; достигается уменьшение объемов буровзрывных работ и расхода ВВ.

В результате оценки горно-геологических условий действующих горных предприятий и перспективных месторождений, где кранлайны могут быть конкурентным выемочно-погрузочным оборудованием, с учетом полученных положительных без исключения отзывов проектных институтов всех горно-добывающих отраслей России, намечен типоразмерный ряд кранлайнов, включающий восемь базовых моделей с ковшами вместимостью от 6,5 до 50 м<sup>3</sup>.

При разработке базовых моделей кранлайнов и обосновании их параметров определяющим условием было положено условие обеспечения равной производительности мехлопаты и заменяющего ее кранлайна, но при увеличении высоты обрабатываемого уступа в два раза. С учетом необходимости компенсации несколько большего времени цикла экскавации кранлайна вместимость его ковша принималась большей, чем у заменяемой мехлопаты.

Вместимость ковша кранлайна, соответствующая ковшу заменяемой мехлопаты, представлена в табл. 1.

Таблица 2

Основные параметры кранлайнов

Марка кранлайна	Вместимость ковша, м <sup>3</sup>	Длина стрелы, м	Глубина черпания, м	Масса, т
ДШП <sup>1</sup> 6,5.34	6,5	34	20	250
ДШП 10.38	10	38	24	450
ДШП 15.50	15	50	30	800
ДШП 20.55	20	55	33	900
ДШП 25.57	25	57	37	1200
ДШП 30.60	30	60	37	1500
ДШП 40.60	40	60	37	1800
ДШП 50.60	50	60	37	2100

<sup>1</sup>ДШП – драглайн шагающий погрузочный.

Драглайны МК "Уралмаш" – базовые для производства кранлайнов

Марка кранлайна	Марка драглайна-аналога	Вместимость ковша-драглайна, м <sup>3</sup>	Длина стрелы драглайна, м	Конструктивная масса драглайна, т
ДШП 6,5.34	ЭШ 6,5.45	6,5	45	278
ДШП 10.38				
ДШП 15.50	ЭШ11.75	11	75	786
ДШП 20.55				
ДШП 25.57				
ДШП 30.60	ЭШ 20.90	20	90	1632
ДШП 40.60	ЭШ 25.90	25	90	1800
ДШП 50.60				

Максимальная высота черпания мехлопат позволила определить необходимую глубину черпания кранлайна каждого типоразмера и технологически требуемую длину стрелы, что в свою очередь позволило определить массу этих машин (табл. 2).

Предлагаемые модели кранлайнов могут быть изготовлены на базе драглайнов, серийно выпускаемых заводами МК "Уралмаш" и АО "НКМЗ" (табл. 3).

Конструктивно-технологические параметры разработанного типажного ряда кранлайнов представлены в табл. 4. Параметры кранлайнов

будут уточняться при рабочем проектировании машин заводами-изготовителями.

Кранлайны большой единичной мощности смогут найти эффективное применение, прежде всего, на перспективных крупных угольных разрезах в сочетании с большегрузными автосамосвалами таких, как проектируемые в настоящее время Никольский и Эльгинский разрезы.

В качестве первоочередной модели для проведения опытно-промышленных испытаний рекомендуется создание головного образца кранлайна ДШП 15.50 с ковшом вместимостью 15 м<sup>3</sup>, стрелой длиной 50 м, массой не более 800 т при

Таблица 4

Типоразмерный ряд кранлайнов

Параметр	Типоразмер							
	ДШП 6,5.35	ДШП 10.41	ДШП 15.50	ДШП 20.55	ДШП 25.57	ДШП 30.60	ДШП 40.60	ДШП 50.60
Вместимость ковша, м <sup>3</sup>	6,5	10	15	20	25	30	40	50
Максимально допустимая статическая концевая нагрузка, кН	205	315	470	630	790	950	1260	1580
Длина стрелы, м	35	41	50	55	57	60	60	60
Наибольший радиус копания, м	34,2	40,5	49	53,2	55,5	58,2	58,4	58,4
Наибольшая глубина копания, м	20	24	30	33	35	37	37	37
Радиус разгрузки, м	11,45...14,2	15...19,5	21...26,4	21,3...26,4	21,9...27		24,1...29,9	
Высота разгрузки максимальная, м	8	9	10	12	12	12	12	13
Диаметр базы экскаватора, м	7,7	9,7	10,8	10,8	12,3	14,2	15,3	17
Скорость передвижения, м/ч	600	500	200	200	200	180	150	150
Среднее удельное давление на грунт при работе, МПа	0,054	0,061	0,087	0,098	0,1	0,094	0,099	0,093
Допустимый результирующий уклон при работе, °	3	3	3	3	3	3	3	3
Мощность приводного двигателя, кВА	660	800	1950	2×1000	2×1000		2500	
Напряжение подводимого тока, В	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000
Расчетное время рабочего цикла в породах II категории при угле поворота на разгрузку 90°, с	28	30	42	45	48	50	52	54
Интервал рабочих температур воздуха при эксплуатации, °С	-40...+40	-40...+40	-40...+40	-40...+40	-40...+40	-40...+40	-40...+40	-40...+40
Рабочая масса экскаватора, т	250	450	800	900	1200	1500	1800	2100

имеющейся возможности использовать значительные количества узлов, агрегатов и деталей выпускаемых в настоящее время серийных драглайнов этого класса. Данный кранлайн по своим параметрам хорошо подходит для условий разработки вскрышной толщи высокими уступами на проектируемом железорудном карьере Приоскольского ГОКа в бассейне Курской магнитной аномалии.

Новый тип инновационной выемочно-погрузочной машины (кранлайна), способной обеспечить значительное совершенствование наиболее распространенной в горной промышленности транспортной системы открытой разработки, может найти широкое применение не только на предприятиях России, но и в зарубежной практике (Монголия, Индия, Китай и др.).

#### Список литературы

1. Трубецкой К.Н., Домбровский А.Н., Сидоренко И.А., Сеинов Н.П., Киселев Н.Н. Высокоуступная технология от-

крытых горных работ на основе применения кранлайнов // Горный журнал. 2005. № 4. С. 40–43.

2. Киселев Н.Н., Домбровский А.Н., Сидоренко И.А. Конструктивное предложение для создания кранлайнов // Горные машины и автоматика. 2004. № 6. С. 28–31.

3. Сидоренко И.А. Создание и применение инновационных видов горного оборудования – важнейший резерв повышения эффективности открытой разработки месторождений твердых полезных ископаемых // Вестник Высшего горного совета Некоммерческого партнерства "Горнопромышленники России". М., 2008. Вып. 3. С. 32.

4. Трубецкой К.Н., Домбровский А.Н., Сидоренко И.А. Кранлайны – высокоэффективное конкурентоспособное выемочно-погрузочное оборудование для транспортной системы открытой разработки месторождений // Горные машины: Сб. науч. тр. МГГУ. Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня. М.: Мир горной книги. 2008. № ОВ 8. С. 29–38.

5. Трубецкой К.Н., Сидоренко И.А., Домбровский А.Н., Котровский М.Н. Кранлайн: актуальная задача создания нового типа экскаватора для разработки месторождений высокими уступами по транспортной схеме // Горная промышленность. 2008. № 4(80). С. 40–49.

УДК 621.879.38:622.232

**С.А. Шемякин, д-р техн. наук, проф., С.Н. Иванченко, д-р техн. наук, проф., А.Ю. Чебан, асп., А.А. Губарь, асп., Тихоокеанский государственный университет**

680035, г. Хабаровск, ул. Тихоокеанская, д. 136

## Скреперы для выемки мерзлых пород

*Предложена конструкция скрепера с дополнительными фрезерным и подгребающим механизмами для работы на мерзлых породах без крупных обломочных включений. Определены основные параметры на примере скрепера ДЗ-11 при работе на мерзлой породе: потребная мощность двигателя, скорость передвижения при выемке и производительность.*

**Ключевые слова:** скрепер, фреза, подгребающий механизм, ковш, шнековый элеватор, параметры скрепера, мощность.

**S.A. Shemyakin, S.N. Ivanchenko, A.Yu. Cheban, A.A. Gubar'**

## Dragshovels for the Coulisse of the Frozen Breeds

*The construction of dragshovel is offered with additional millings cutters and raking up mechanisms for work on the frozen breeds without the large fragmental including. Basic parameters are certain on the example of dragshovel of DZ-11 during work on the frozen breed: required engine power, speed of movement at a coulisse and productivity.*

**Keywords:** dragshovel, milling cutter, raking up a mechanism, scoop, screw elevator, parameters of dragshovel, power.

Скреперы практически не находят применения в зимнее время при разработке мерзлых пород в строительстве и на открытых горных работах. Известны лишь редкие случаи применения скреперов при зачерпывании и транспортировке предварительно разрыхленной мерзлой породы бульдозерно-рыхлительными агрегатами.

Несмотря на значительную мощность двигателей, скреперы не могут производить выемку крепких и мерзлых пород ввиду специфического исполнения рабочего оборудования. Простой скреперов в зимнее время существенно снижает их конкурентность с другими технологическими комплексами, например, бульдозерно-рых-

лительный агрегат—одноковшовый экскаватор—автосамосвал.

Анализ патентного фонда свидетельствует о том, что на протяжении последних 30 лет велись многочисленные попытки установить на скреперы дополнительное сменное оборудование или механизмы с целью осуществить предварительное разрушение крепкой породы перед ковшом (рис. 1).

Конструкция скрепера (см. рис. 1, а) состоит из базового тягача, ковша 1 с режущими ножами, перед которыми установлен скальватель 2 стружки. В результате подачи импульсного давления в гидроцилиндры механизма скола нож, закрепленный на штоках гидроцилиндров, внедряется в породу и образует поперечную щель. Такие скреперы в случае их изготовления можно было бы использовать на породах, имеющих верхнюю плотную корку или промерзших на глубину, меньшую чем толщина стружки, срезаемая ножами ковша. Если глубина плотной корки больше толщины срезаемой стружки ножами ковша, то ножи упрутся в гребни несcolотой породы между отдельными выемками (щелями) в поперечном направлении.

Кроме того, механизм скола находится в массиве призмы волочения породы, что отрицательно сказывается на его работоспособности. Аналогичные недостатки присущи и другим предлагаемым конструкциям скреперов с механизмами скола породы перед ножами ковша (см. рис. 1, б и в).

Определенный интерес с точки зрения снижения энергоемкости процесса разрушения представляет конструкция скрепера с устройством предварительного отделения породы в виде горизонтально расположенных под днищем приводных дисков фрез (см. рис. 1, г). Однако в процессе копания крепкой или мерзлой породы диски фрез наклонены относительно дневной поверхности, в связи с опусканием передней части ковша, и между фрезами остается клин непроработанного мерзлого массива, в который упирается нож ковша. Это приводит к стопорению машины. Кроме того, трансмиссионные ва-

лы привода фрез проходят в зеве ковша, через который загружается и разгружается порода, и препятствуют этим процессам.

Наиболее близкой к реализации в производство является конструкция ковша скрепера (см. рис. 1, д) с заслонкой, у которой с лобовой стороны шарнирно крепится несущая рама б и гидроцилиндры ее подъема и опускания. На раме б по ширине ковша рассредоточенно установлены в вертикальной плоскости дисковые фрезы 5 с приводом вращения. Данная конструкция ковша скрепера позволяет фрезеровать перед ковшом достаточно крепкие породы и продвигать разрушенную породу в переднюю часть ковша. Но и эта конструкция не лишена недостатков. Во-первых, при вращении зубьев фрез сверху вниз по принципу попутного фрезерования крепких и мерзлых пород возникают значительные динамические нагрузки на рабочее оборудование скрепера. Во-вторых, зубья фрез продвигают разрушенную породу только в переднюю часть ковша, заштыбовывают ее там и не обеспечивают полного заполнения ковша. В-третьих, после заштыбовывания передней полости ковша

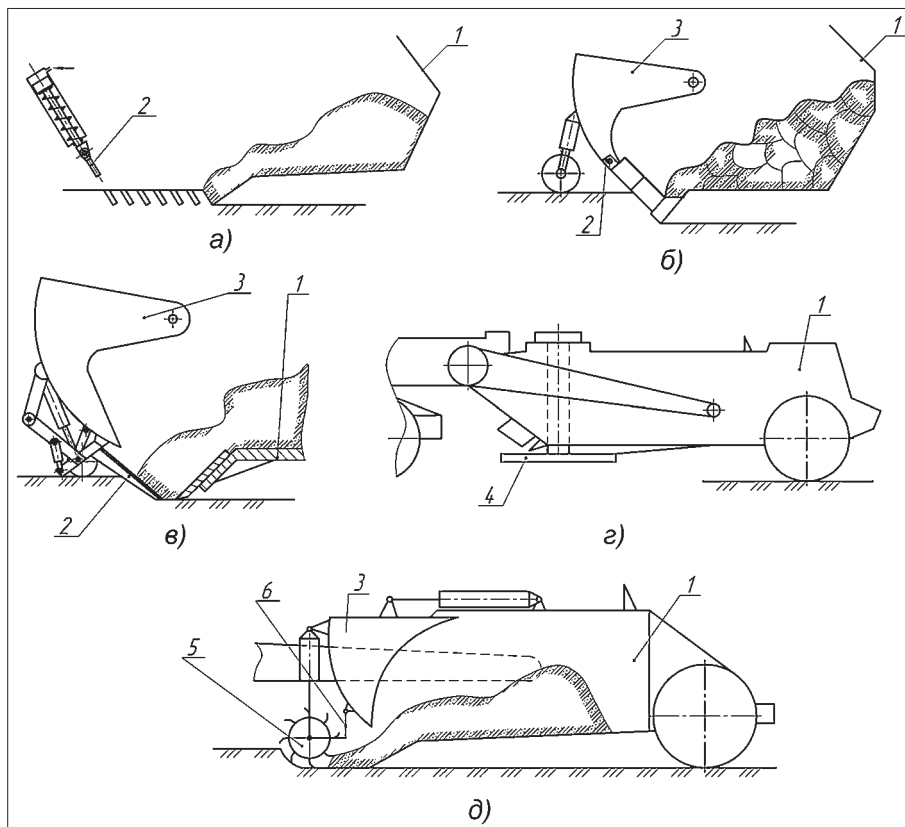


Рис. 1. Варианты исполнения сменного оборудования для предварительного разрушения крепкой породы перед ковшом скрепера:

1 — ковш; 2 — скальватель; 3 — заслонка; 4 — горизонтальная дисковая фреза; 5 — вертикальная фреза; 6 — несущая рама

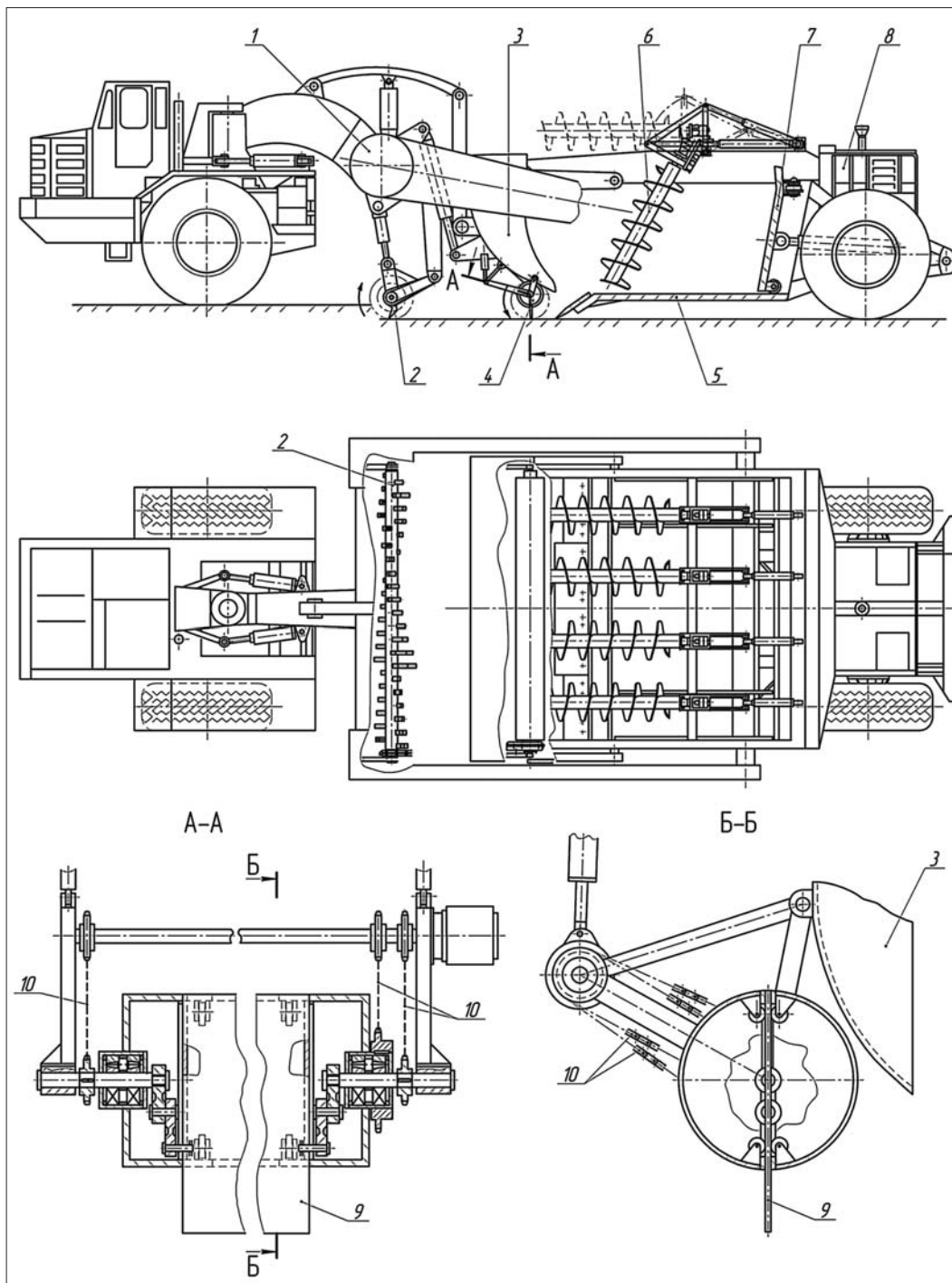


Рис. 2. Скрепер с дополнительным сменным оборудованием для выемки крепких и мерзлых пород

разрушенная порода неминуемо будет формироваться перед заслонкой в виде призмы волочения, которая полностью накрывает фрезу и делает ее работу неэффективной, равно как и всего скрепера.

Конструкция скрепера (рис. 2) с дополнительным рыхлительным и подгребающим устройствами, а также шнековым интенсификато-

ром загрузки [1], лишена недостатков, присущих известным и рассмотренным выше вариантам сменного оборудования на ковшах данного типа машин. На скрепере со стороны тяговой рамы 1 установлена фреза 2 с механизмом подъема-опускания, а на лобовой поверхности заслонки 3 размещено подгребающее устройство 4 в виде лопастного питателя. Подгребающее устрой-



ство имеет свой механизм подъема-опускания относительно заслонки. Внутри ковша 5 располагается шнековый элеватор 6 с механизмом поворота его в горизонтальное положение при разгрузке породы с помощью задней стенки 7. Над задней осью скрепера установлен дополнительный двигатель 8, обеспечивающий работу фрезы и подгребающего устройства. Фреза и лопасть 9 подгребающего устройства приводятся во вращательное движение от гидромоторов посредством цепных передач 10.

В целях снижения динамических нагрузок на рабочее оборудование и в целом на весь скрепер фрезе придано вращение, обеспечивающее встречное резание породы снизу вверх. Лопасть подгребающего устройства осуществляет движение против хода скрепера. Подгребающее устройство предотвращает формирование призмы волочения и тем самым повышает эффективность работы фрезы, самого подгребающего устройства и всего скрепера в целом. Установка шнековых элеваторов препятствует заштыбовыванию несвязной разрыхленной породы в передней части ковша.

В связи с появлением проектов дополнительного сменного оборудования, устанавливаемого на скреперы для выемки крепких и мерзлых пород, возникает вопрос о дополнительных затратах мощности на привод этого оборудования. В процессе выемки породы обычно вся мощность двигателя скрепера расходуется на зачерпывание. Следует отметить, что предлагаемое дополнительное оборудование (см. рис. 2) предотвращает образование призмы волочения перед ковшом. Поэтому общее сопротивление копанью снижается и образуется резерв мощности на привод дополнительного оборудования. Кроме того, перед ножом ковша скрепера порода находится в разрыхленном состоянии и загоняется на лобовую поверхность ножа лопастью питателя. В связи с этим нет необходимости учитывать сопротивление резанию породы в полном объеме. Наконец, следует учесть, что стружка породы поступает внутрь ковша не под давлением срезаемого пласта, а под воздействием лопастей шнековых конвейеров.

Таким образом, суммарные затраты мощности на перемещение скрепера во время выемки породы будут равны

$$\Sigma N_i = N_{\phi} + N_{\text{п}} + N_{\text{э}} + N_{\text{пер}} \leq N_{\text{дв}},$$

где  $N_{\phi}$  — затраты мощности на привод фрезы;  $N_{\text{п}}$  — затраты мощности на привод питателя;  $N_{\text{э}}$  — затраты мощности на привод шнековых

элеваторов;  $N_{\text{пер}}$  — затраты мощности на перемещение скрепера во время выемки породы как тележки;  $N_{\text{дв}}$  — мощность двигателя скрепера.

Затраты мощности на привод фрезы можно определить в соответствии с проведенными ранее исследованиями [2, 3], используя зависимость

$$N_{\phi} = \frac{\Sigma P_i r n k_1 k_2}{9550 \eta_{\text{пр}}},$$

где  $\Sigma P_i$  — суммарное сопротивление резанию на всех зубьях фрезы, находящихся в забое;  $r$  — радиус фрезы по режущим кромкам зубьев,  $r = 0,205$  м;  $n$  — частота вращения фрезы;  $k_1$  — коэффициент, учитывающий затраты мощности на перебрасывание породы зубьями,  $k_1 = 1,1$ ;  $k_2$  — коэффициент, учитывающий энергозатраты, связанные с образованием и перемещением перед фрезой призмы волочения,  $k_2 = 1,1$ ;  $\eta_{\text{пр}}$  — КПД привода фрезы,  $\eta_{\text{пр}} = 0,6$ .

Частота вращения вала фрезы связана функциональной зависимостью с поступательной скоростью скрепера  $v$ :

$$n = \frac{30v}{r \pi}.$$

Меняя скорость движения скрепера и соответственно частоту вращения фрезы, можно определить изменение потребной мощности на привод фрезы (табл. 1).

Таблица 1

Скорость поступательного движения скрепера $v$ , м/с	Частота вращения вала фрезы $n$ , мин <sup>-1</sup>	Потребная мощность на привод фрезы $N_{\phi}$ , кВт
0,14	95,00	130,6
0,12	81,25	111,7
0,10	67,70	93,1
0,08	54,16	74,5
0,06	40,63	55,9
0,04	27,08	37,2
0,02	13,54	18,6

Для своевременной уборки разработанной фрезой породы линейная скорость выдвигающейся лопасти подгребающего устройства  $v_{\text{л}}$  должна быть не меньше, чем скорость скрепера в режиме набора, т.е.

$$v_{\text{л}} \geq v.$$

Частота вращения лопасти определяется как

$$n_{\text{л}} = \frac{v_{\text{л}} 30}{r_{\text{л}} \pi},$$

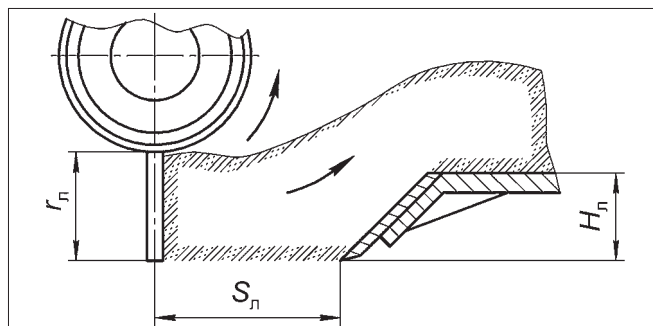


Рис. 3. Расчетная схема для определения потребной мощности на привод подгребающего устройства

где  $r_n$  – выступающая длина лопасти при вертикальном расположении вниз,  $r_n = 0,205$  м.

Лопасть подгребающего устройства совершает работу  $A_1$  по перемещению разрыхленной породы на расстояние  $S_n$  (рис. 3) и работу  $A_2$  на подъем породы до уровня верхней поверхности дна ковша  $H_n$ .

Работу  $A_1$  можно определить по зависимости

$$A_1 = S_n m g \mu_2,$$

где  $m$  – масса перемещаемой породы, кг;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\mu_2$  – коэффициент трения породы о породу,  $\mu_2 = 0,5$ .

Масса перемещаемой породы

$$m = \frac{S_n B H_n \gamma_r}{K_p},$$

где  $B$  – ширина лопасти,  $B = 2790$  мм;  $\gamma_r$  – объемная масса породы в плотном теле,  $\gamma_r = 1950$  кг/м<sup>3</sup>;  $K_p$  – коэффициент разрыхления,  $K_p = 1,2$ ;  $H_n = 0,155$  м;  $S_n = 0,3$  м.

Работа  $A_2 = m g H_n$ .

Суммарная работа, совершаемая лопастью,

$$A = A_1 + A_2.$$

Потребная мощность на привод подгребающего устройства

$$N_n = \frac{A n_n}{9550 \eta_r},$$

где  $\eta_r$  – КПД гидропривода,  $\eta_r = 0,6$ .

Затраты мощности на привод подгребающего устройства приведены в табл. 2.

Потребная мощность на привод двухшнекового интенсификатора загрузки (шнекового элемента):

$$N_s = \frac{2 M_s n_s}{9555 \eta},$$

Скорость поступательного движения скрепера $v$ , м/с	Минимальная частота вращения подгребающей лопасти $n_n$ , мин <sup>-1</sup>	Потребная мощность привода $N_n$ , кВт
0,14	6,52	1,04
0,12	5,59	0,89
0,10	4,66	0,74
0,08	3,73	0,59
0,06	2,80	0,44
0,04	1,86	0,30
0,02	0,93	0,15

где  $M_s$  – момент на валу шнека;  $n_s$  – частота вращения вала шнека.

Угловая скорость вращения вала шнека связана функционально с поступательной скоростью скрепера:  $\omega_s = 1,3382v$ . Тогда частота вращения  $n_s = 30\omega_s/\pi$ , и зависимость потребной мощности  $N_s$  принимает вид  $N_s = 286,384v$ .

Затраты мощности на привод шнеков приведены в табл. 3.

Таблица 3

Скорость поступательного движения скрепера $v$ , м/с	Частота вращения вала шнека $n_s$ , мин <sup>-1</sup>	Потребная мощность привода шнеков $N_s$ , кВт
0,14	1,79	40,09
0,12	1,53	34,36
0,10	1,28	28,64
0,08	1,02	22,91
0,06	0,77	17,18
0,04	0,51	11,46
0,02	0,26	5,73

Потребная мощность на перемещение скрепера в режиме копания породы

$$N_{пер} = \frac{\Sigma W v}{1000 \eta_{пер}}, \text{ кВт},$$

где  $\Sigma W$  – суммарное сопротивление перемещению скрепера.

Сопротивление

$$\Sigma W = W_1 + W_2,$$

где  $W_1$  – сопротивление перемещения скрепера как тележки;  $W_2$  – сопротивление перемещению со стороны фрезы.

Сопротивление

$$W_1 = G_c f / 1000,$$

где  $G_c$  – сила тяжести скрепера;  $f$  – коэффициент сопротивления движению,  $f = 0,03$ .

Сопротивление  $W_2$  определяется по известным методикам [4] путем проектирования на го-

Таблица 4

Скорость движения скрепера $v$ , м/с	Потребная мощность на перемещение скрепера $N_{пер}$ , кВт	Суммарная мощность на привод $N_{дв}$ , кВт	Мощность дополнительного двигателя $N_{доп}$ , кВт
0,20	2,8	352,6	194,6
0,18	2,3	260,8	102,8
0,16	1,85	210,11	52,11
0,14	1,54	173,27	15,27
0,12	1,32	148,42	0
0,10	1,1	98,88	0

ризонтальную поверхность всех сил сопротивления резанию на зубьях, находящихся в забое. Расширяя диапазон скоростей передвижения скрепера в сторону их увеличения, получим резкое превышение потребной мощности  $N_{доп}$  по отношению к установленной мощности на скрепере ДЗ-11 (табл. 4).

Увеличение скорости поступательного движения скрепера выше 0,12 м/с (0,43 км/ч) приводит к необходимости постановки дополнительного двигателя, при этом мощность дополнительного двигателя ускоренно возрастает от 0 до 194,6 кВт при незначительном увеличении скорости с 0,12 до 0,2 м/с. Постановка дополнительного двигателя вызывает значительные затраты на реконструкцию машины. Кроме того, увеличение поступательной скорости движения скрепера выше 0,12 м/с требует удлинения зубьев и диаметра фрезы, которая в этом случае конструктивно не вписывается в пространство между базовым тягачом и ковшом. Расчет сменной производительности девятикубового скрепера ДЗ-11 при скорости копания 0,12 м/с и различных дальностях транспортировки породы дает вполне удовлетворительный результат. Несмотря на значительное время заполнения ковша, составляющее 3,5 мин, сменная производительность достаточно высокая при работе на мерзлых породах и изменяется от 770 до 256 м<sup>3</sup> при изменении дальности транспортировки породы от 100 до 2000 м (рис. 4).

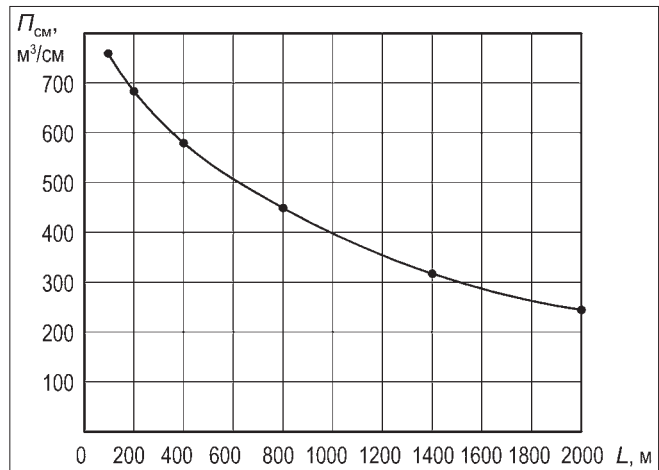


Рис. 4. Изменение сменной производительности скрепера ДЗ-11 с дополнительным фрезерным и подребающим устройствами от дальности транспортировки породы

Скреперы для выемки мерзлых пород могут быть использованы при послойном снятии золотосодержащих песков и транспортировании породы к промывочным приборам, на уборке наледей, образующихся в зимний период на полигонах по добыче драгоценных металлов, на дорогах, при планировочных работах и т.д.

#### Список литературы

1. Пат. № 2188279 (Россия). Скрепер / С.А. Шемякин, Е.С. Клигунов, А.А. Губарь, А.Ю. Чебан. Опубл. 27.08.2002. Бюл. № 24.
2. Шемякин С.А. Разрушение мерзлых мелкозернистых и крупнообломочных пород резанием (рыхлением). Хабаровск: Изд-во Приамурского географического общества. 2003. 143 с.
3. Шемякин С.А., Иванченко С.Н., Мамаев Ю.А. Ведение открытых горных работ на основе совершенствования выемки пород. М.: Горная книга, 2006. 315 с.
4. Иванченко С.Н., Мамаев Ю.А., Шемякин С.А., Чебан А.Ю., Моторный В.А. Метод оценки работоспособности горных машин при выемке породы. Дальний Восток-3: Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня. 2007. № ОВ 16. М.: Мир горной книги, 2007. 344 с.

УДК 622.233, 621.255

**В.А. Кравченко**, канд. техн. наук, **А.И. Пономарев**, канд. техн. наук, **А.Е. Карасев**, асп.,  
**А.И. Абдурашитов**, студент, ОрелГТУ

E-mail: karasdp@rambler.ru

## Моделирование демпфирующих устройств ударно-скалывающего исполнительного органа

---

*Разработаны математические модели способов защиты от вибрации, вызываемой работой ударно-скалывающего исполнительного органа.*

**Ключевые слова:** ударно-скалывающий исполнительный орган, отбойный гидромолот, вибрация, демпфирование, математическая модель.

**V.A. Kravchenko, A.I. Ponomarev, A.E. Karasev, A.I. Abdurashitov**

## The Shock-Absorber for Devices of Shock-Chopping Action

---

*Hydraulic devices of shock-chopping action have a wide scope. However, at their work there are vibrations of the base car and noise which negatively influence the operator and a design. The developed mathematical models allow to define rational parameters of the shock-absorber.*

**Keywords:** devices of shock-chopping action, the shock-absorber, the hydrohammer, vibration, mathematical model.

В настоящее время в горном деле большое значение уделяется вопросам улучшения экологической обстановки. Одним из важных направлений является исключение взрывных работ. В значительной мере этому способствует применение ударно-скалывающих исполнительных органов с гидравлическим или пневматическим отбойным молотом. В настоящее время накоплен опыт применения указанных устройств для разрушения горных пород, мерзлых и скальных грунтов, различных крепких материалов, а также для уплотнения материалов при планировании строительных площадок и ландшафта.

Принцип работы отбойного гидромолота основан на формировании ударного импульса при воздействии движущегося бойка на инструмент. При этом возникают вибрация всего механизма и шум. Вибрация негативно влияет на оператора и конструкцию базовой машины. Проведенные исследования показали, что возникающие виброускорения находятся на верхнем пределе допустимых норм "СН 2.2.4/2.1.8.566-96", а иногда незначительно превышают их. В связи с этим необходимо оценить и изыскать средства, снижающие воздействие работающего отбойного молота на манипулятор и базовую машину.

Преимущественно защита базовой машины сводится к установке между ударным устройством и манипулятором виброгасящего устройства (амортизатора). Широкое распространение получили механические гасители – пружины [1]. Однако применение в ударно-скалывающих исполнительных органах гидравлических и пневматических демпферов изучено мало. Эффективность таких демпферов заключается в том, что их можно настроить на определенную жесткость, которая не снижает эффективность разрушения конкретного материала, но обеспечивает снижение импульса воздействия на базовую машину.

Для проведения аналитических исследований сформируем расчетную схему технологической машины с отбойным гидромолотом (рис. 1). Однако такая схема достаточно сложна для начального уровня исследования, поэтому представляется целесообразным провести ряд упрощений. При упрощении расчетной схемы принимаем следующие допущения: базовую машину, корпус гидромолота, стрелу базовой машины считаем абсолютно твердыми телами, связь между стрелой и базовой машиной – абсолютно жесткой.

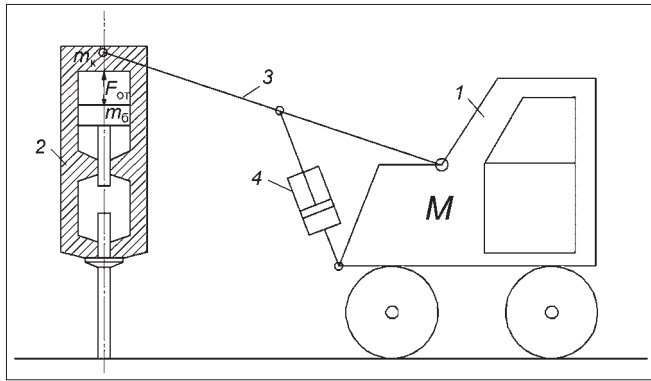


Рис. 1. Технологическая машина с ударно-скалывающим исполнительным органом:

1 – базовая машина; 2 – гидромолот; 3 – стрела; 4 – устройство для подъема стрелы;  $M$  – масса базовой машины;  $m_k$  – масса корпуса отбойного гидромолота;  $F_{от}$  – сила отдачи при ударе бойка гидромолота по инструменту;  $m_g$  – масса бойка гидромолота

Порядок упрощения расчетной схемы (рис. 2):

- действие молота 2 на базовую машину 1 заменяем на действие силы отдачи  $F_{от}$  на корпус молота, который жестко связан с базовой машиной (см. рис. 2, а);
- пневматические колеса представляем как упругий элемент и демпфер [2] (см. рис. 2, б);
- рассмотрим только колебания центра масс базовой машины, пневматические колеса представляем как единый упругий элемент  $C$  и демпфер с коэффициентом сопротивления  $B$  (см. рис. 2, в);

- действие силы отдачи и силы тяжести корпуса на базовую машину переносим к центру масс, по законам механики прибавив при этом действие момента от этих сил, поскольку нас интересуют только колебания центра масс, а момент от сил действует только на поворот базовой машины вокруг центра масс. Расчетная схема после проведенных упрощений представлена на рис. 2, г.

Рис. 2, г принимаем для дальнейших расчетов как базовый (он повторен для удобства сопоставления на рис. 3, а). Для расчетных схем с амортизатором заменяем жесткую связь между корпусом гидромолота и стрелой 3 на упругий элемент (пружинный (см. рис. 3, б), пневматический (см. рис. 3, в) и гидравлический (см. рис. 3, г)).

При разработке математической модели колебаний центра масс базовой машины принимаем следующие

допущения: пружинный амортизатор считаем абсолютно упругим, процессы в пневматическом амортизаторе – адиабатическими, жидкость в гидравлическом амортизаторе – несжимаемой.

Учитывая принятые допущения, представляем:

*пружинный амортизатор* как один упругий элемент с линейной характеристикой  $C_{ам}$  (см. рис. 3, б);

*амортизатор пневматический* представляет из себя пневматическую камеру с газом под давлением, т.е. от перемещения поршня давление газа увеличивается по адиабатному закону

$$pV^n = \text{const},$$

где  $p$  – давление в пневматическом амортизаторе;  $V$  – объем камеры пневматического амортизатора;  $n$  – показатель политропы, поэтому представляем его как упругий элемент с нелинейной характеристикой (см. рис. 3, в);

*амортизатор гидравлический* представляет из себя поршень на пружине внутри замкнутого сосуда с жидкостью, причем жидкость из одной полости в другую перетекает через дроссельное отверстие в штоке, поэтому рассматриваем его как один упругий элемент с линейной характеристикой  $C_{ам}$  и демпфер с коэффициентом сопротивления  $B_{ам}$  (см. рис. 3, г).

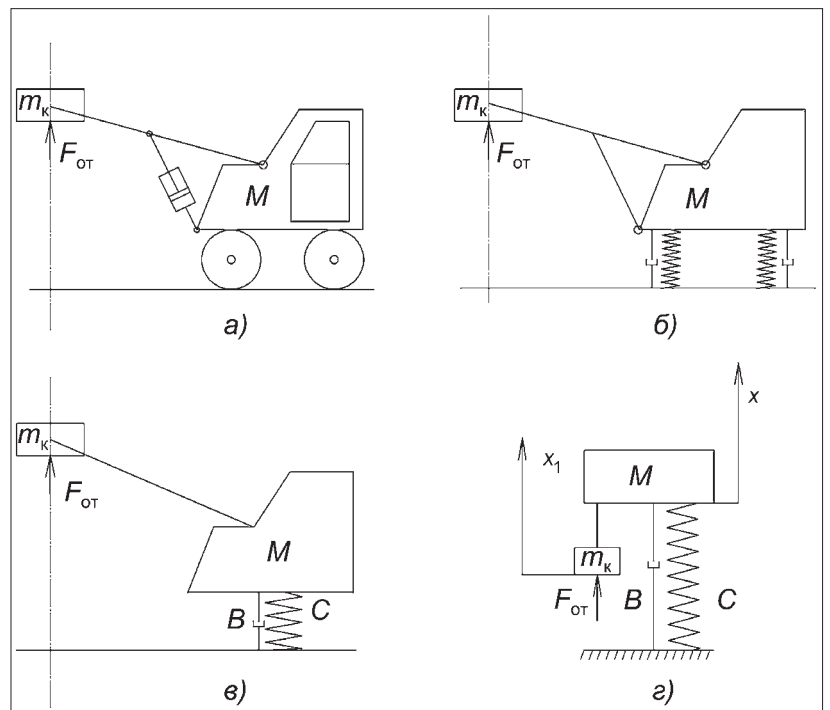


Рис. 2. Порядок упрощения расчетной схемы

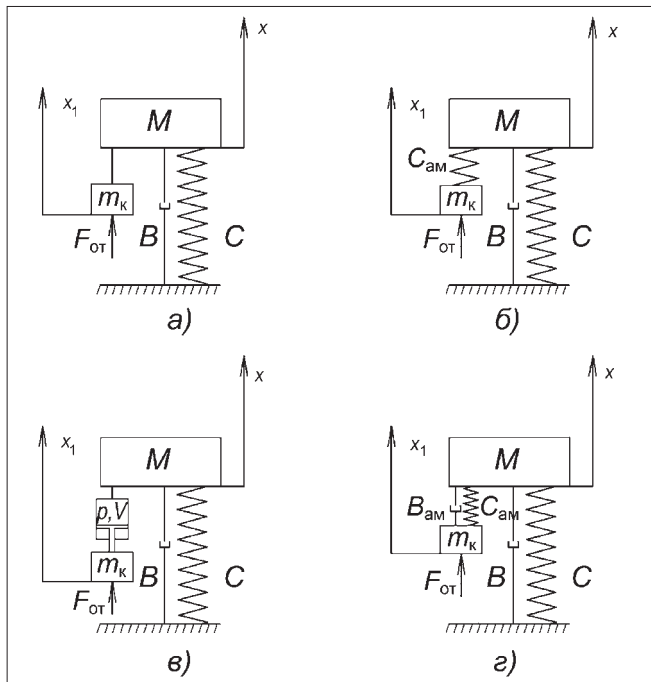


Рис. 3. Расчетные схемы:  
 а – без амортизатора; б – с пружинным амортизатором; в – с пневматическим амортизатором; з – с гидравлическим амортизатором

Началом координат осей  $x$  и  $x_1$  является положение, в котором система находится в равновесии. Математические модели представленных схем выглядят следующим образом:

без амортизатора:

$$\begin{cases} Mx'' = -Cx - Bx' + F_{от} - m_k x_1''; \\ m_k x_1'' = F_{от} - Mx'' - Cx - Bx'; \\ x'' = x_1''; \\ x' = x_1'; \end{cases}$$

с пружинным амортизатором:

$$\begin{cases} Mx'' = -Cx - Bx' - C_{ам} x + C_{ам} x_1; \\ m_k x_1'' = F_{от} + C_{ам} x - C_{ам} x_1; \end{cases}$$

с пневматическим амортизатором:

$$\begin{cases} Mx'' = -Cx - Bx' - p_0 S \left( 1 - \frac{V_0^n}{(V_0 - (x_1 - x)S)^n} \right); \\ m_k x_1'' = F_{от} - m_k g - p_0 S \frac{V_0^n}{(V_0 - (x_1 - x)S)^n}; \end{cases}$$

с гидравлическим амортизатором:

$$\begin{cases} Mx'' = -Cx - Bx' - C_{ам} x + C_{ам} x_1 + B_{ам} x_1' - B_{ам} x'; \\ m_k x_1'' = F_{от} + C_{ам} x - C_{ам} x_1 - B_{ам} x_1' + B_{ам} x'; \end{cases}$$

где  $x''$  – ускорение центра масс базовой машины в вертикальной плоскости;  $x'$  – скорость центра масс базовой машины в вертикальной плоскости;  $x_1''$  – ускорение центра масс корпуса гидромолота в вертикальной плоскости;  $x_1'$  – скорость центра масс корпуса гидромолота в вертикальной плоскости;  $C$  – эквивалентная жесткость колес базовой машины;  $B$  – коэффициент сопротивления движению колес эквивалентной базовой машины;  $C_{ам}$  – жесткость амортизатора;  $B_{ам}$  – коэффициент сопротивления движению амортизатора;  $p_0$  – давление в пневматическом амортизаторе в начальный момент работы;  $V_0$  – объем камеры пневматического амортизатора в начальный момент работы;  $S$  – рабочая площадь пневматического амортизатора.

Приближенно считаем, что сила отдачи действует на корпус только в момент удара, т.е. сила отдачи действует на корпус с частотой, равной частоте ударов бойка по инструменту. Исходные данные для определения силы отдачи могут быть получены экспериментальным путем либо из математических моделей работы гидромолота [3]. Зная значение силы отдачи  $F_{от}$  и закон ее изменения во времени, используя предложенные математические модели, проводится анализ колебания базовой машины, вычисляется амплитуда колебаний и виброускорений базовой машины при различных параметрах амортизаторов. Расчеты позволяют выбрать рациональные амортизаторы в зависимости от параметров отбойного молота и базовой машины.

#### Список литературы

1. Гераськин С.В. Воздействие навесного экскаваторного ударного устройства на манипулятор // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2000. № 3. 23 с.
2. Волков Д.П. Машины для земляных работ: Учеб. для вузов / Д.П. Волков, В.Я. Крикун, П.Е. Тополин и др.: под общ. ред. Д.П. Волкова. М.: Машиностроение, 1992. 448 с.
3. Кравченко В.А. Математическая модель гидроударника с управляемой камерой рабочего хода // Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия / В.А. Кравченко, А.И. Пономарев. Орел: ОрелГТУ, 2003. 49 с.

**А.В. Шадрина**, канд. техн. наук, ст. препод., **Л.А. Саруев**, д-р техн. наук, проф.,  
**А.Л. Саруев**, канд. техн. наук, ст. препод., Томский политехнический университет

E-mail: levsaruev@sibmail.com

## Энергетическая эффективность ударных импульсов, переданных на разрушаемый гранит, по колонне бурильных труб длиной 50 м

*Приведены результаты экспериментальных исследований необходимых параметров удара бойка по торцу колонны бурильных труб (штанг) длиной 50 м для получения максимальной скорости бурения скважин малого диаметра в граните при минимальных энергетических затратах.*

**Ключевые слова:** колонна бурильных труб, ударный импульс, боек, ниппельное соединение, энергия удара.

A.V. Shadrina, L.A. Saruev, A.L. Saruev

## Energy Efficiency of Impacts Transmitted Along the Fifty-meters Drilling String to Granite Slab

*Experimental results of impact energy transfer process along the fifty-meters drilling string to granite slab are given in this paper. Striker parameters led to maximum drilling rate of slim hole well by minimal expenditure of energy are detected.*

**Keywords:** drilling string, impact, striker, nipple connection, energy of impact.

В настоящее время велика потребность в бурении скважин малого диаметра (40...70 мм). Область их применения включает геологоразведочные и технические скважины различного назначения.

При проходке таких скважин в породах средней твердости и выше часто применяют машины вращательно-ударного действия, которые находят достаточно широкое применение особенно при бурении скважин из подземных горных выработок: при бескерновом бурении породоразрушающим инструментом малого диаметра на месторождениях с достаточно изученным геологическим разрезом, а также при разведочном бурении с отбором шлама.

Применение погружных пневмоударников для бурения скважин малого диаметра малоэффективно, так как резко снижается производительность буровых агрегатов. Такие скважины с высокой производительностью бурят машинами с мощными ударными механизмами, расположенными вне скважины с независимым от ударного механизма вращением колонны бурильных труб.

Без четкого представления о волновых процессах в колонне бурильных труб невозможно проводить научно обоснованное совершенствование техники бурения скважин малого диаметра. Ведь именно формируемая бойком при упругом ударе продольная волна деформации (или волна напряжений, ударный или силовой импульс) переносит энергию бойка к породоразрушающему инструменту.

Таким образом, целесообразность и эффективность использования таких бурильных машин, прежде всего, связаны с решением проблемы передачи энергии удара от машины по колонне труб на забой.

В последние годы внимание к данной проблеме увеличивается в связи с тем, что массовое внедрение прогрессивных машин для бурения скважин малого диаметра сдерживается в основном именно отсутствием рациональной, научно обоснованной конструкции бурильной колонны, обеспечивающей высокий коэффициент передачи энергии ударного импульса и, как следствие, высокую стойкость соединений бурильных труб.

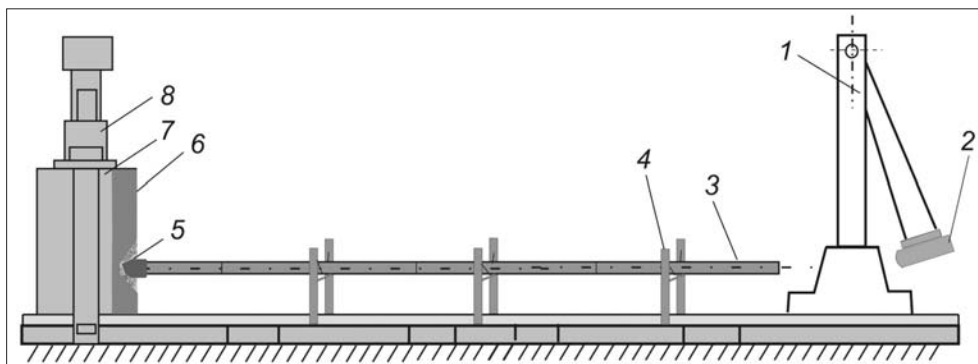


Рис. 1. Стенд для исследования разрушения гранита силовыми импульсами:

1 – маятниковый копер; 2 – цилиндрический боек; 3 – бурильная колонна; 4 – стойка-опора; 5 – породоразрушающий наконечник; 6 – гранитная плита; 7 – бетонная плита; 8 – домкрат

Нельзя не отметить, что в многочисленных исследованиях передачи силового импульса по длинным стержням достигнуты существенные результаты, однако основные выводы делаются на базе теоретических выводов и расчетов, основанных на экспериментальных данных, полученных в стержнях небольшой длины (несколько метров). Как показали наши эксперименты с бурильной колонной длиной 50 м, именно на нескольких первых ее метрах происходит переходный процесс превращения кинетической энергии бойка в потенциальную энергию силового импульса. Поэтому результаты экспериментов на первых метрах бурильной колонны далеко не равнозначны тем, которые получены на последующей ее части. Эти положения авторами не учитывались.

Исследование разрушения гранита, породы, характеризующейся коэффициентом крепости по М.М. Протодяконову  $f = 10...12$ , силовыми импульсами проводилось в лабораторных условиях, максимально приближенных к натуральным, на специальном стенде, представленном на рис. 1. Бурильную колонну длиной 50 м, состоящую из труб внешним диаметром 33,5 мм, а внутренним – 24 мм, соединенных ниппелями шпильного типа с круглым профилем резьбы [1, 2] (рис. 2) располагали на специальных поддерживающих стойках.

В массивное основание была забетонирована гранитная плита размером 750×750×250 мм. По-

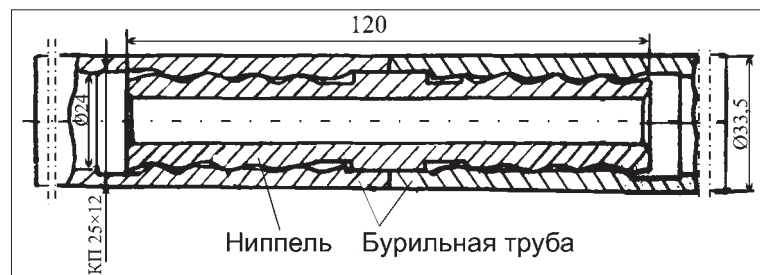


Рис. 2. Ниппельное соединение бурильных труб

#### Параметры бойков

Вес бойка, Н	Длина, мм	Скорость, м/с
7,65	250	3,96
28,2	360	2,05
14,7	220	2,86
	220	3,96
	450	2,86
	450	3,96

родоразрушающим наконечником служила долотчатая коронка диаметром 42 мм с углом заострения 115°.

Для нанесения ударов по хвостовику колонны использовался маятниковый копер МК-30 с подвешиваемыми на него цилиндрическими бойками весом 7,65; 14,7; 28,2 Н (см. таблицу). Выбор параметров бойков производился с таким расчетом, чтобы можно было оценить влияние длины и диаметра бойка на амплитуду сформированных импульсов и эффективность передачи энергии импульса в горную породу.

В экспериментах использовался один и тот же хвостовик, и в каждом бойке жестко крепился один и тот же наконечник с радиусом закругления  $R = 300$  мм, принятым на основании рекомендаций работы [3], которым, собственно, и наносились удары по хвостовику.

Высота сбрасывания бойков весом 14,7 Н (соответственно их энергия) менялась вдвое. Вес и высота сбрасывания остальных бойков подбирались таким образом, чтобы энергия удара оставалась постоянной ( $\approx 6$  кгс·м).

Перемещение бурильных труб, т.е. глубина внедрения лезвия коронки породоразрушающего наконечника в породу, замерялось фотоэлектронным датчиком перемещения (рис. 3), регистрировалось универсальным осциллографом С1-8А и фотоаппаратом "Зенит" на высокочувствительной пленке.



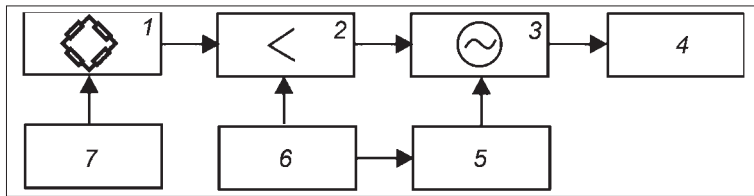


Рис. 3. Блок-схема датчиков линейных перемещений:

1 – тензометрический мост; 2 – электронный усилитель постоянного тока; 3 – осциллограф С1-8А; 4 – фотоаппарат; 5 – схема синхронизации запуска развертки; 6 – блок питания усилителя и схемы синхронизации; 7 – блок питания измерительного моста

Фотоэлектронный датчик имеет линейную выходную характеристику в пределах 27 мм продольного перемещения бурильной колонны, чувствительность схемы 0,5 В/мм.

Принцип действия датчика заключается в том, что на поверхность трубы в плоскости продольной оси привариваются шторки из стали толщиной 1,5...2 мм. Шторка размещается на пути светового луча от осветителя с фокусирующим устройством к приемнику (фотоэлектронный датчик). Перемещение шторки вызывает изменение светового потока, падающего на приемник, что вызывает, соответственно, перемещение луча на экране осциллографа. Сам датчик смонтирован на неподвижной станине.

Кроме того, с помощью проволочных тензодатчиков с базой 20 мм, сопротивлением 200 Ом и нелинейностью выходной характеристики 2 % замерялось механическое напряжение в четырех характерных точках пятидесятиметровой колонны труб: 0,5; 26; 44 и 49,5 м от хвостовика.

Датчики наклеивались на поверхность бурильной трубы диаметрально противоположно, тем самым исключалось влияние изгиба на точность измерения напряжений. Балансировка измерительного моста проводилась компенсационным датчиком, который наклеивался на стальную пластину. Меняя величину изгиба этой пластины при помощи микрометрического винта, добивались баланса моста. Другой компенсационный датчик наклеивался на пластину, сделанную из такого же материала, что и труба.

Транзисторный усилитель постоянного тока имел линейную выходную характеристику и полосу пропускания от 0 до 1 000 000 Гц.

Удары по породе наносились в один и тот же забой скважины. При этом после каждого удара колонна бурильных труб поворачивалась на 30°, т.е. на угол, близкий к углу поворота бура между ударами, принятый для большинства отечественных перфораторов.

Объем разрушенной породы определялся по объему воды, вытесненной штыбом в мерной стеклянной колбе исходя из среднего значения объема за 24 удара.

Как показали результаты исследований при одинаковой энергии ударов бойков, полученные объемы разрушенной породы и динамическое состояние колонны бурильных труб при нанесении по ней ударов различными бойками существенно отличаются.

Эксперименты показали, что сила удара наряду с энергией является важнейшей характеристикой силового импульса, от которой зависит возможность эффективного разрушения крепких горных пород. В этих условиях сохранение амплитуды удара становится не менее важной задачей, чем сохранение энергии, на что не всегда обращают внимание.

Амплитуда напряжения в бурильных трубах определяется в основном предударной скоростью бойка, поэтому при одной и той же энергии удара для наибольшего ударника (28,2 Н) было зафиксировано наименьшее значение амплитуды напряжения.

Следует отметить, что для этого бойка амплитуда напряжений в колонне по всей ее длине практически не снижалась. Амплитуда же импульса бойка весом 7,65 Н снижается примерно на 20 %, а у бойков весом 14,7 Н – на 8...10 %. Однако вследствие того что напряжение, созданное бойком весом 7,65 Н в начале бурильной колонны, выше по сравнению с напряжением, сформированным бойком весом 14,7 Н, величины данного параметра, зафиксированные на расстоянии 0,5 м от породы, для двух этих ударников были приблизительно равны. Увеличение энергии удара бойка весом 14,7 Н вдвое только за счет увеличения предударной скорости приводит к увеличению амплитуды напряжения в трубах на 40...42 %.

Наибольший объем гранита разрушил боек весом 7,65 Н (225 мм<sup>3</sup> за один удар), несмотря на то что коэффициент передачи энергии удара при этом бойке, определенный методом отпечатка [4], предложенным Н.Н. Давиденковым, наименьший и составил 75 %. Минимальный объем породы за удар (154 мм<sup>3</sup>) разрушил боек с наибольшим весом (28,2 Н). Эти результаты можно объяснить сравнительно высокой крепостью гранита, для которого предударная скорость бойка наибольшего веса, равная 2,05 м/с, оказалась явно недостаточной. То есть, при импульсном разрушении такой породы, как гранит, наиболее важную роль играют амплитуда и перед-

ний фронт импульса напряжения, который создает боек в бурильной трубе.

Что касается продольного перемещения поперечного сечения труб, то здесь наблюдается противоположная картина. Так, при ударе бойком весом 28,2 Н перемещение поперечного сечения труб на расстоянии 0,5 м от хвостовика на 15...20 % выше, чем при ударах остальными бойками, а на расстоянии 49,5 м, т.е. в 0,5 м от породы — на 20...22 % ниже, чем при других бойках. Таким образом, для бойка весом 28,2 Н снижение амплитуды продольного перемещения поперечного сечения бурильных труб оказывается наибольшим — около 60 % (с 4 до 1,6 мм), что обуславливает малое внедрение лезвия коронки в породу, а следовательно, и меньший по сравнению с другими бойками объем разрушенной породы.

Можно предположить, что при ударе бойком весом 28,2 Н со сравнительно небольшой предупредительной скоростью происходит продольный изгиб бурильной колонны труб, при котором увеличивается продольное перемещение хвостовика и соответственно продольное перемещение сечения бурильных труб. В то же время, указанный изгиб труб, являясь поперечной деформацией, не только не способствует внедрению коронки в гранит, а напротив, снижает объем разрушаемой коронкой горной породы при воздействии силовых импульсов, так как часть энергии удара бойка уходит на формирование продольного изгиба бурильных труб. Следует учесть, что скорость распространения продольных волн в стали ( $\approx 5100...5200$  м/с) значительно больше скорости распространения поперечных волн ( $\approx 3000$  м/с), поэтому поперечные волны, формируемые одновременно с продольными, при ударе бойком по хвостовику, по мере распространения по бурильной колонне к коронке, отстают от продольных силовых импульсов и самостоятельно не разрушают горную породу при бурении.

Результаты проведенных опытов показывают, что изменение длины бойка не приводит к заметной разнице объема разрушаемого гранита. Например, бойки одного веса (14,7 Н), но различной длины и диаметра давали один и тот же результат:  $183 (\pm 10)$  мм<sup>3</sup> разрушенной породы за один удар.

С увеличением энергии удара вдвое объем разрушенной породы за один удар составил соответственно: бойком длиной 220 мм — 320 мм<sup>3</sup>, бойком длиной 450 мм — 334 мм<sup>3</sup>. При этом энергия удара на единицу длины лезвия коронки увеличилась с 14,5 до 29,8 Н·м/см, а объемная работа разрушения — соответственно с 330 до 360...380 Н·м/см<sup>3</sup>.

Таким образом, с точки зрения энергозатрат, эффективности передачи ударного импульса по колонне бурильных труб длиной 50 м и снижения напряжений в них энергию удара на единицу длины лезвия долотчатых коронок при разрушении породы аналогичных граниту следует ограничить до 25...27 Н·м/см при скорости удара бойка не менее 3,5...4 м/с.

#### Список литературы

1. **Саруев Л.А.** Влияние конструкции резьбовых соединений буровых штанг на эффективность работы буровой колонны / Л.А. Саруев, А.А. Казанцев // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 3. С. 18–20.
2. **Шадрин А.В., Казанцев А.А., Саруев Л.А., Саруев А.Л.** Ниппельное соединение буровых штанг. Патент на полезную модель № 79926 от 20.01.2009 по заявке № 2008130004 с приоритетом от 21.07.2008 г.
3. **Топоров Г.В.** Оптимальная форма поверхностей контакта деталей машин ударного действия / Г.В. Топоров, М.Я. Левандовский // Горный журнал. 1969. № 11. С. 83–85.
4. **Шадрин А.В.** Закономерности распространения силовых импульсов по колонне бурильных труб к породоразрушающему инструменту / Л.А. Саруев. Томск: Изд-во ТПУ, 2008. 115 с.



## Анализ конструкций и характеристик спайдеров станков геологоразведочного бурения

*Выполнен анализ конструкций и характеристик спайдеров станков геологоразведочного бурения отечественного и иностранного производства в целях разработки рекомендаций по усовершенствованию конструкций узлов механизма захвата обсадной колонны.*

**Ключевые слова:** спайдер, спуско-подъемные операции, бурение, буровая колонна, величина перемещения спайдера вверх/вниз, ход подачи обсадной колонны.

S.A. Popov, M.N. Popova

## The Analysis of Constructions and Characteristics of Spiders of Machine Tools of Geological Survey Boring

*In the article is executed the analysis of the constructions and characteristics of the spiders of the machine tools of geological survey boring of domestic and foreign production for the purpose of working out of recommendations about improvement of the constructions of the units of the mechanism of the seizure of planting column.*

**Keywords:** spider, lowering-raising operations, boring, borax column, the extent of the movement of spider upward/downward, the feeding stroke of planting column.

В условиях рыночной экономики при бурении скважин различного предназначения, а именно для геофизических, гидрогеологических и инженерных, большое значение имеет себестоимость произведенных работ.

Наиболее тяжелые и трудоемкие работы, занимающие в среднем до 20 % всего календарного времени бурения, – спускоподъемные операции (СПО). Затраты времени на СПО существенно увеличиваются при бурении глубоких и сверхглубоких скважин, а также при осложненных условиях бурения. Для облегчения труда буровиков и устранения опасных приемов работ, а также снижения себестоимости буровых работ применяются различные механизмы и приспособления спуска и подъема труб, свинчивания и закрепления. Такими устройствами являются элеваторы, спайдеры, пневматические клиновые захваты, ручные клинья, трубордержатели, машинные ключи и т.д.

Перспективным развитием в направлении механизации СПО является применение спайдеров (служат для зажима и удержания тяжелой буровой колонны над устьем буровой скважины) различных типов. В настоящее время на буровых установках применяются спайдеры различного на-

значения: удерживающие буровую колонну, удерживающие и задавливающие обсадную колонну. Устройство спайдера приведено на рис. 1. Производством спайдеров занимаются различные отечественные и зарубежные фирмы, например, ЗАО "Уфагидромаш", Государственное ПО "Воткинский завод", ОАО "Мотовилихинские заводы", Oil Country (США) и др. Технические характеристики некоторых моделей различных производителей спайдеров приведены в табл. 1 и 2.

Бурение в толще наносных пород мощностью 20...30 м, как правило, связано со значительными трудностями: неустойчивость стенок скважины, неоднородность пород по твердости, разбухание пород и т.д. При большой толщине наносов время на их бурение может быть сопоставимо с затратами времени на бурение основного ствола скважины, поэтому специалисты известных фирм, таких как "Крелиус", "Атлас Копко" "Аккер Дрилл", "Мобил Дрилинг", постоянно совершенствуют и развивают технические средства и технологические приемы перебуривания наносов (пески, глины, суглинки).

Современный уровень технологических методов бурения в наносах различной степени слож-

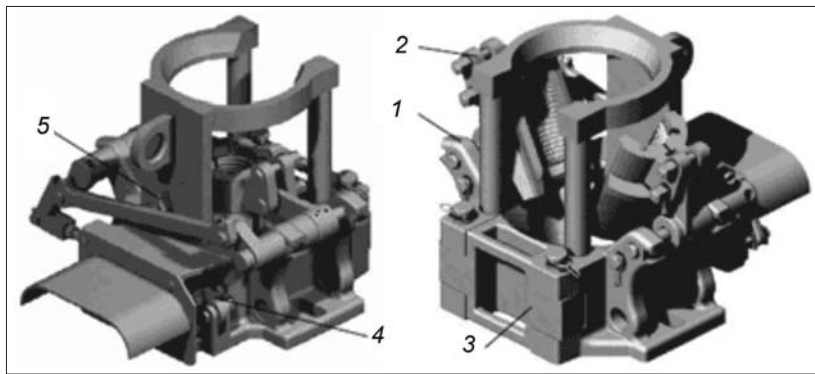


Рис. 1. Устройство спайдера:

1 – корпус; 2 – блок клиньев и вкладышей; 3 – дверца; 4 – цилиндр гидравлический; 5 – система рычагов с защелкой

Таблица 1

Техническая характеристика спайдеров ЗАО "Уфагидромаш"

Параметры	СПГ-80	СПГ-100	СПГ-125
Условный диаметр удерживаемых труб, мм	33; 42; 48; 60; 73; 89; 102; 114		
Допускаемая нагрузка, кН	80	100	125
Габариты, мм	610×500×550		
Вес с плашками на 73 мм, кг	270		
Привод	Пневматический или гидравлический		
Усилие на штоке (тянущее и толкающее), кН: гидравлическое/пневматическое	9(0,9)...10(1) / 4,5(0,45)...5(0,5)		
Номинальное давление гидравлическое/пневматическое, МПа	20/10		

ности и мощности характеризуется следующими разновидностями, определяющими специализацию соответствующих технических средств:

1) бурение в наносной толще шарошечными долотами с последующим креплением стволов скважины обсадными трубами;






2) бурение в наносной толще с поддержанием стенок скважины собственно буровым снаряжением;

3) бурение в наносной толще специальным буровым инструментом с креплением стенок скважины обсадными трубами одновременно с процессом бурения.

Рассмотрим третий способ. При бурении с одновременным креплением стенок скважины обсадными трубами требуется перемещение буро-

Таблица 2

Техническая характеристика спайдеров фирмы Oil Country

Параметры	Модель				
	B	C	HD	E	G
					
Грузоподъемность, кг	49 887	74 830	113 379	158 730	54 431
Привод спайдера	По каталогу разработчика				
Комплект клиньев	Комплектация по каталогу разработчика				
Наборы сухарей клиньев	Комплектация по каталогу разработчика				
Высота, мм	355,6	434,97	450,85	546,1	236,5
Размер основания, мм	304,8...406,4	476,25...469,9	488,95...469,9	622,3...596,9	387...540
Условный проход (с разведенными плашками), мм	107,95	152,4	152,4	190,5	114
Условный проход (со снятыми клинами), мм	120,65	168,27	168,27	231,77	149
Вес, кг	93,44	156,95	170,55	388,28	61,69

Техническая характеристика спайдера установок УРБ-2М и GEO-200

Параметры	Параметры стяжного гидравлического хомута	
	УРБ-2М	GEO-200
Максимальный условный проход, мм	300	
Диаметр обсадных труб, мм	По требованию заказчика	
Максимальная длина обсадных труб, мм	6000	5000
Усилие зажима, кН	4000 (регулируемое)	
Величина перемещения вверх и вниз, мм	200	
Усилие перемещения, кН	5000	

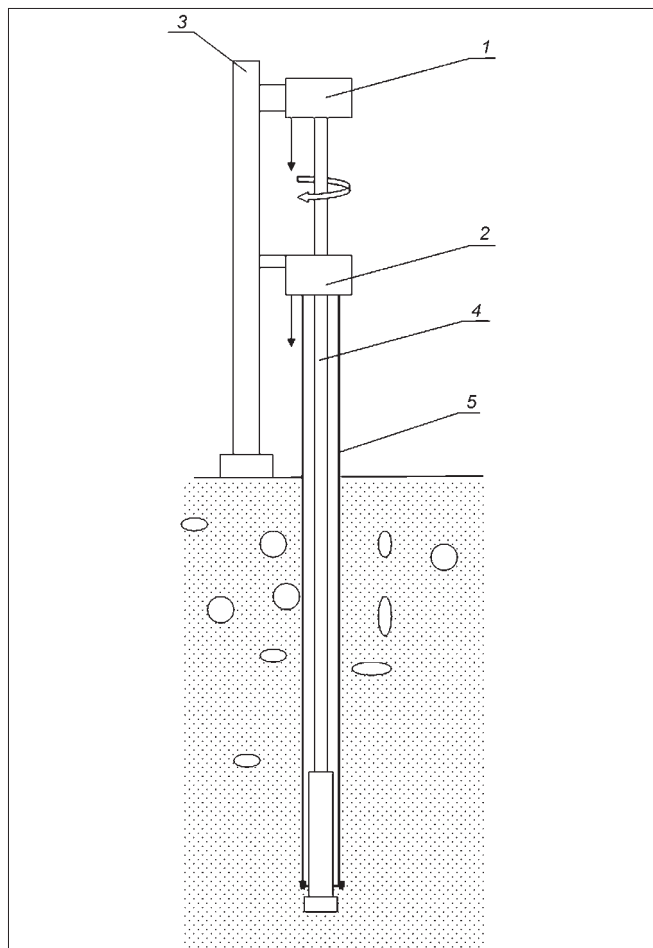


Рис. 2. Схема установки для бурения с одновременным обсаживанием стенок скважины обсадной колонной:

1 – вращатель; 2 – гидравлический подвижный хомут (спайдер); 3 – мачта; 4 – труба буровая; 5 – труба обсадная

вого снаряда и обсадных труб (рис. 2). Как видно на рисунке, перемещение обсадной колонны производится подвижным спайдером, а буровая колонна приводится в движение подвижным вращателем.

Основными отечественными разработками буровых установок с применением подвижного спайдера являются УРБ-2М, GEO-200 (ОАО "Завод Стройдормаш", г. Алапаевск). Технические характеристики спайдера, установленного на УРБ-2М и GEO-200 и предназначенного для зажима, удержания, принудительного задавливания (без вращения и извлечения обсадных труб), приведены в табл. 3.

ОАО "Завод Стройдормаш" совместно с иностранным буровым предприятием Lutz Curtz (Германия) налажено производство малых буровых установок КБ-20/С, КБ-13 и КБ-20 (рис. 3, см. 3-ю стр. обложки) для проведения гидрогеологических и инженерно-геологических работ.

Как и рассмотренные ранее станки они оснащены спайдером (рис. 4, см. 3-ю стр. обложки). Техническая характеристика спайдера буровой установки КБ-20/С приведена ниже.

Техническая характеристика спайдера буровой установки КБ-20/С

	Параметры стяжного гидравлического хомута КБ-20/С
Диаметр обсадных труб, мм	219
Ход подъема спайдера, мм	200
Максимальная подъемная сила, кН	40
Ход подачи буровой штанги, мм	1800

При бурении скважин установками КБ-13, КБ-20 применяется технология бурения "по обсадной трубе". Данная технология применяется в том случае, когда бурение происходит в неустойчивых (сыпучих или увлажненных) грунтах или с прослойками такого грунта. Защита боковых стенок скважины осуществляется инвентарной обсадной трубой, оснащенной башмаком – "коронкой", укрепленной твердым сплавом. Чаще используется опережающее бурение, когда шнек бурит скважину, опережая обсадную трубу на 0,5...1 м, после чего труба осаживается с вращением либо задавливается зажимным хомутом (спайдером). По достижении заданной глубины бурения шнековая колонна извлекается из скважины. В скважину, находящуюся под защитой инвентарной обсадной трубы, подается раствор, погружается каркас, после чего обсадная труба извлекается. Погружение каркаса возможно после извлечения обсадной трубы.

Все вышеперечисленные установки геолого-разведочного бурения имеют следующие недостатки для ведения эффективного бурения в сложных геологических условиях:

– перемещение спайдера вверх/вниз всего на 200 мм, что требует применения специальных обсадных труб и буровых штанг, так как буровые штанги и обсадные трубы стандартных размеров не обеспечивают проведения СПО, кроме того, необходим постоянный перехват обсадной колонны, что приводит к увеличению времени на СПО;

– отсутствие дополнительного динамического воздействия на обсадную колонну (вращения или вибрации) не дает эффекта разрушения породы.

Анализ параметров геологоразведочных установок, оснащенных дополнительным навесным оборудованием типа спайдеров для обсад-

ных труб, показал, что имеющиеся разработки конструкций не соответствуют требованиям, которые предъявляются заказчиком из-за низкой эффективности при проведении буровых работ с одновременным обсаживанием стенок скважины.

Перспектива применения спайдера для обсадных труб заключается в усовершенствовании данной конструкции в целях получения увеличенного хода подачи обсадной колонны, передачи ударного или вращательного воздействия на обсадную колонну. Учет этих рекомендаций позволит в сложных геологических условиях (наносные породы) увеличить эффективность бурения и снизить время на СПО.

## Читайте в декабрьском номере

### ГОРНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

**Керопян А.М.** Расчет контактной прочности приводного колеса механизма подачи камнерезной машины.

**Набатников Ю.Ф.** Обеспечение точности в соединениях деталей горных машин обобщенным методом групповой взаимозаменяемости.

**Южин В.И., Черкашин В.П., Дворянинов Д.С.** Проектирование движителей механизмов подачи с учетом технологии изготовления их зубчатых колес.

УДК 621.31

А.С. Иванов, асп., СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова

E-mail: waldteufel@yandex.ru

## Структура и алгоритмы управления электроприводом переменного тока экскаваторов

---

*Приведено обоснование целесообразности использования мультиструктурной системы управления для электроприводов экскаватора с выделением основных режимов их функционирования, а также доказана эффективность использования активного выпрямителя для улучшения электромагнитной совместимости приводов экскаватора с питающей сетью.*

**Ключевые слова:** электропривод экскаватора, мультиструктурная система управления, наблюдатель основных координат, активный выпрямитель.

A.S. Ivanov

## Structure and Algorithms Handling of the Electric Drive of an Alternating Current of Dredges

---

*In article the substantiation of expediency of use of a multistructural control system for electric drives of a dredge with allocation of the basic modes of their functioning is resulted, and also efficiency of use of the active rectifier for improvement of electromagnetic compatibility of drives of a dredge with a power line is proved.*

**Keywords:** the dredge electric drive, a multistructural control system, the observer of the basic coordinates, the active rectifier.

Современные экскаваторы с большим объемом ковша преимущественно оснащаются регулируемыми электроприводами главных технологических механизмов. Регулируемые приводы способствуют повышению надежности механизмов, обеспечению плавности пуска и ограничению моментов нагрузки механизмов, повышают производительность экскаватора. До настоящего времени электроприводы главных механизмов одноковшовых карьерных экскаваторов выполняются в основном по системе "генератор—двигатель" и "тиристорный преобразователь—двигатель постоянного тока".

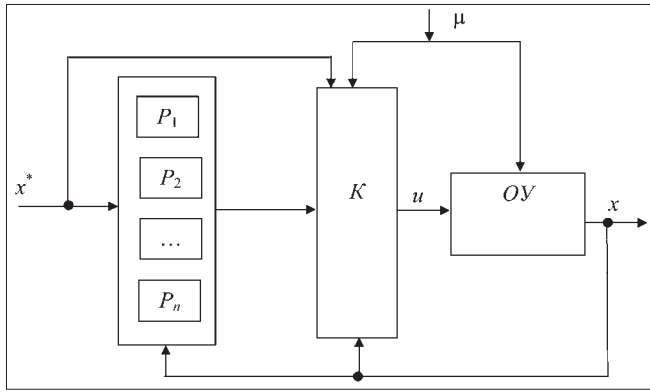
Однако использование в качестве электроприводов главных механизмов экскаватора приводов постоянного тока влечет за собой массу проблем, прежде всего обусловленных наличием щеточно-коллекторного узла в двигателях и снижением качества напряжения питающей сети при использовании электроприводов с полупроводниковыми преобразователями.

Благодаря современным достижениям в области силовых полупроводников переменного тока, в последнее время в отечественном экска-

ваторостроении активно ведутся работы по созданию более совершенных и надежных преобразователей для главных приводов экскаватора, выполненных по системе "преобразователь частоты—асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором". Принят к разработке и созданию электропривод переменного тока экскаватора ЭКГ-32Р/35К.

Преимуществами электропривода переменного тока по сравнению с электроприводами постоянного тока являются надежность, простота, относительная дешевизна двигателя, не требующего постоянного обслуживания (нет коллекторного узла), что позволяет значительно снизить затраты на эксплуатацию двигателей. При этом цена комплекта "преобразователь частоты—асинхронный двигатель" сопоставима со стоимостью "тиристорный преобразователь—двигатель постоянного тока".

Основные технические требования к силовой части приводов и системе автоматического управления (САУ) экскаватора с приводом переменного тока:



**Рис. 1. Общая схема мультиструктурной системы управления:**  
 $x^*$  – задающий сигнал;  $x$  – выходной сигнал;  $P_1, P_2, \dots, P_n$  – локальные регуляторы;  $K$  – коммутатор;  $\mu$  – внешнее воздействие;  $OY$  – объект управления

- режим работы силовой части преобразователя частоты (ПЧ) – выпрямительный и инверторный с рекуперацией энергии торможения в сеть;
- силовая часть ПЧ должна выдерживать циклические 2,5-кратные перегрузки по току длительностью до 10 с при средневзвешенном токе за 60 с, не превышающем номинального значения тока;
- САУ должна обеспечивать отработку электроприводами заданной частоты вращения по сигналу от командоаппаратов, при этом диапазон регулирования – не менее 1:30;
- электропривод должен сохранять управляемость при снижении напряжения на 30 % от номинального.

Предложенные разработчиками решения обеспечивают перечисленные выше требования, однако существует ряд задач, требующих дальнейших исследований. К ним относятся:

- 1) разработка более совершенной САУ, позволяющей эффективнее использовать энергетические ресурсы электропривода (например, мультиструктурная система управления);
- 2) замена датчиков состояния основных координат электропривода современными бездатчиковыми системами его наблюдения и диагностики;
- 3) отказ от фильтрокомпенсирующих устройств (ФКУ) в пользу активного выпрямителя, что позволит снизить коэффициент нелинейных искажений сетевого тока во всех режимах работы электропривода, в том числе и в режимах рекуперации энергии и предоставит возможность повысить коэффициент мощности до 0,99...1,00.

Рассмотрим эти задачи более подробно. Важной системной особенностью современного технологического оборудования является *необходимость последовательного решения нескольких задач управления*, возникающих по мере переключе-

чения режимов его работы. Переключение режимов работы должно осуществляться при достижении определенных состояний (скорости, мощности, момента) привода и внешней среды с учетом командных сигналов с пульта управления [1].

Многорежимный характер работы экскаватора вызывает необходимость построения таких систем управления, которые обеспечивали бы требуемые критерии оптимальности для всех режимов работы электропривода. От того насколько успешно выполняются все локальные требования, зависит качество управляемого процесса в целом, поэтому системы с фиксированной структурой, настраиваемые по некоторому обобщенному критерию, обычно не обеспечивают каждому из режимов наилучшего качества управления и, следовательно, не обеспечивают заданных свойств технологического процесса.

САУ, структура которой качественно изменяется с изменением частных целей управления называется мультиструктурной. Такая САУ обеспечивает для каждого режима работы экскаватора (пуск, торможение, режимы стабилизации скорости, ограничения мощности и др.) оптимальное управление по заданному критерию (максимальное быстродействие, минимальное среднеквадратичное отклонение в режимах стабилизации скорости или положения и др.). Общий вид мультиструктурной системы управления (МСУ) представлен на рис. 1.

МСУ можно рассматривать как систему с конечным числом дискретных режимов  $r_1, r_2, \dots, r_n$ , в каждом из которых к процессу управления предъявляются конкретные требования. Переключение режимов осуществляется по текущей информации о состоянии объекта  $x$  и внешней среды  $\mu$ , командами на переключение  $r_c$ , что аналитически можно выразить в виде алгоритма переключения структуры:

$$r = \rho_r(x, \mu, r_c), \quad (1)$$

где  $x$  – сигнал обратной связи;  $\mu$  – сигнал о внешнем воздействии;  $r_c$  – команда на переключение, формируемая коммутатором;  $r$  – символьная переменная, принимающая значения из области  $\Omega = \{r_1, r_2, \dots, r_s, \dots, r_n\}$ ;  $\rho_r$  – оператор квантования, который сигналам  $x, \mu, r_c$  ставит в соответствие значение символа  $r \in \Omega$ .

Так как каждому состоянию САУ ставится в соответствие локальный регулятор, то многорежимная система должна содержать группу многоконтурных локальных регуляторов  $P_s$ , каждый из которых реализует собственный алгоритм управления  $u_s$ ,



$$P_s: u = u_s(x, x^*, \mu). \quad (2)$$

Для приводов экскаватора по технологическому циклу целесообразно выделить три режима функционирования: поддержания частоты вращения, момента на валу двигателя и мощности. Данные режимы могут быть реализованы с помощью как трех независимых локальных регуляторов, так и двух, например, представляется возможным в качестве локального регулятора использовать систему прямого управления моментом. Вторым локальным регулятором в этом случае будет локальный регулятор мощности. Установление условий переключения между локальными регуляторами и оптимизация логики их переключений являются предметом дальнейших исследований.

Функциональная схема МСУ привода экскаватора представлена на рис. 2.

Отметим, что одновременно решается задача замены датчиков состояния основных координат электропривода бездатчиковыми системами, так как при мультиструктурной системе управления электроприводами основных механизмов экскаваторов обратную связь предполагается реализовать при помощи наблюдателя основных координат электропривода (см. рис. 2). Использование датчиков скорости, момента или потока нецелесообразно, так как их установка приводит к снижению надежности привода, поэтому алгоритмы работы системы управления должны основываться на информации, поступающей только от датчиков тока и напряжения статора двигателя ( $I_z$ ,  $U_s$ ). По измеренным статорным токам и напряжениям могут быть вычислены все необходимые для построения системы управления сигналы. Для высокодинамичных электроприводов расчет недостающих переменных состояния проводится на основании полной модели асинхронного двигателя, которая должна включать его тепловую модель для компенсации температурного изменения параметров двигателя, а также должны учитываться иные факторы, например эффект вытеснения тока. В статье [2] проведен анализ влияния отклонения параметров асинхронного двигателя на точность определения частоты вращения ротора. Рассмотрено воздействие нагрева АД и эффекта вытеснения тока на статические характеристики системы. Установлено, что максимальная ошибка определения скорости пропорциональна отклонению действительной температуры от расчетной и в ряде случаев может достигать 4...8 % от скорости холостого хода при пере-

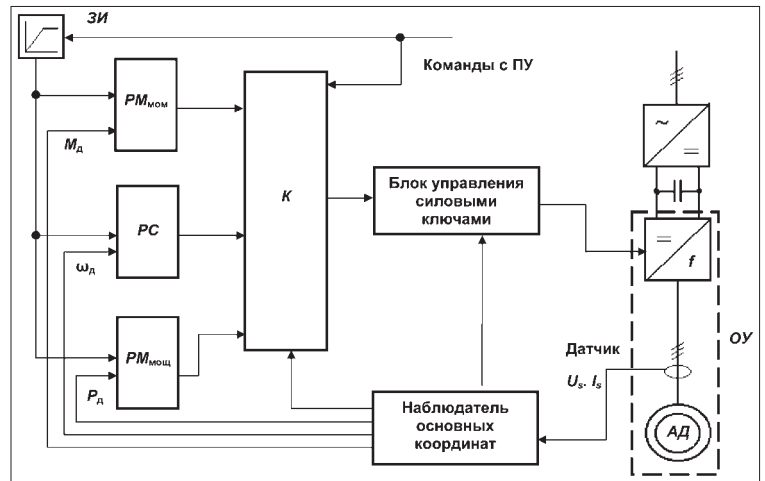


Рис. 2. Функциональная схема мультиструктурной системы управления:

ЗИ – задатчик интенсивности;  $PM_{мом}$  – регулятор момента; РС – регулятор скорости;  $PM_{мощ}$  – регулятор мощности; К – коммутатор

греве двигателя на 50 °С. Более существенное влияние на точность определения частоты вращения ротора АД оказывает эффект вытеснения тока. Ошибка, вызванная данным эффектом, может составлять 30 % от скорости холостого хода АД. Однако данная ошибка может быть практически исключена при учете вытеснения тока на стадии расчета характеристик вычислителя скорости, поэтому основная ошибка определения скорости будет вызвана отклонением температуры двигателя от расчетной. Для минимизации данной ошибки предлагается выбирать расчетное значение температуры, находящееся в области рабочих температур АД, или использовать тепловую модель АД.

Еще одной важной задачей при работе мощных карьерных экскаваторов является задача повышения качества электроэнергии и улучшения электромагнитной совместимости с питающей сетью.

Основным способом повышения совместимости электроприводов со статическими преобразователями и питающей сетью является использование фильтрокомпенсирующих устройств (ФКУ). Другой способ заключается в использовании в электроприводах переменного тока преобразователей частоты с активным выпрямителем (выпрямителем с активным передним фронтом (АЕФ) по терминологии зарубежных фирм). Под активным выпрямителем понимается выпрямитель на полностью управляемых IGBT- или IGCT-элементах, работающих в релейных или импульсно-модуляционных режимах ШИМ с применением замкнутых систем автоматического регулирования.

Помимо улучшения электромагнитной совместимости с питающей сетью активные выпрямители позволяют реализовать режим рекуперативного торможения, т.е. улучшают энергетические показатели электропривода.

Преобразователи частоты с активным выпрямителем обладают рядом свойств, которые обуславливают перспективность их применения в энергосберегающих электроприводах переменного тока:

- устойчивой работой при возникновении помех в напряжении сети;
- снижением коэффициента нелинейных искажений;
- экономией энергии за счет отдачи избыточной энергии в сеть;
- возможностью достижения коэффициентом мощности при работе преобразователя с активным выпрямителем единицы;
- обеспечением возможности сокращения потерь энергии в процессе ее преобразования.

В статье [3] представлены результаты исследования режимов работы электропривода переменного тока с преобразователем частоты с активным выпрямителем для карьерных экскаваторов. По данным исследования при использовании преобразователей частоты активным выпрямителем в приводе экскаваторов при общей мощности в сети ~3500 кВА коэффициент мощности составляет 0,98...1,00, коэффициент нелинейных искажений сетевого тока – ~3,5 %, снижение напряжения в узле распределительной сети карьера при пиковой нагрузке и  $\cos\varphi = 0,98$  (опережающий) в двигательном режиме – 0,05 %, а при пиковой нагрузке и  $\cos\varphi = 1$  в режиме рекуперации – 0,18 %.

В соответствии с изложенным выше можно сформулировать следующие основные положения, определяющие идеологию построения систем электропривода экскаватора:

- многорежимный характер работы электроприводов экскаватора требует применения САУ, обеспечивающей требуемые критерии оптимальности для режимов поддержания частоты вращения, момента на валу и потребляемой мощности привода;
- гарантированное обеспечение заданного режима работы привода может быть получено только в замкнутой по скорости системе управления, причем в качестве обратных связей по основным координатам представляется возможным использование "бездатчикового" наблюдателя;
- улучшение электромагнитной совместимости с питающей сетью за счет использования активного выпрямителя, что позволит отказаться от ФКУ, причем коэффициент мощности при использовании активного выпрямителя может достигать единицы.

#### Список литературы

1. Дроздов Н.В., Мирошник И.В., Скорубский И.В. Системы автоматического управления с микроЭВМ. Л.: Машиностроение, 1989.
2. Зюзев А.М., Нестеров К.Е. Асинхронный "бездатчиковый" тиристорный электропривод // Электротехника. 2007. № 11.
3. Козярук А.Е., Черемушкина М.С. Структура и алгоритмы управления автоматизации при использовании мощных электромеханических комплексов с полупроводниковыми преобразователями // Записки горного института. Т.177. С. 69–74.

## Читайте в декабрьском номере

### ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИКА

**Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Лысенко М.Н., Сергеев А.В.**  
Разработка структурной модели мехатронных подсистем привода проходческих комбайнов.

**Малафеев С.И., Новгородов А.А., Серебренников Н.А.** Экскаватор ЭКГ-5А: новое техническое решение системы управления приводами.

**Стадник Н.И., Мезников А.В., Сергеев А.В., Руденко И.Ю.**  
Возможность повышения энерговооруженности очистных комбайнов для тонких пластов.

**О.М. Большунова**, канд. техн. наук, доц., **М.А. Семенов**, канд. техн. наук, доц., СПГИ (ТУ)  
им. Г.В. Плеханова

E-mail: olgabolshunova@rambler.ru

## Современное состояние и перспективы развития интеллектуальных систем управления в добывающей промышленности

*Проведена оценка современного состояния и перспектив развития интеллектуальных систем управления, построенных на базе нечеткой логики, нейросетевых и эволюционных технологий, в добывающих отраслях промышленности.*

**Ключевые слова:** искусственный интеллект, система управления, добывающая промышленность.

**O.M. Bolshunova, M.A. Semenov**

## The Current State and Development Prospects of Intelligent Systems Administration in Extractive Industry

*Assessment of current state and development prospects of intelligent systems administration is done. These intelligent systems based on fuzzy logic, neuron network and evolutionary technology in extractive industries.*

**Keywords:** artificial brain, administration system, extractive industries.

Интеллектуальные системы управления – это системы, способные к "пониманию" и обучению в отношении объекта управления, внешней среды и условий работы. В настоящее время выделяется три основных подхода к построению интеллектуальных систем управления: логический, структурный и эволюционный. Различает эти подходы, прежде всего, то, что положено в основу концепции интеллектуальности – либо умение работать с формализованными знаниями человека (логический), либо свойственные человеку приемы обучения и мышления (структурный и эволюционный).

В системах, построенных с использованием логического подхода, в настоящее время активно применяется теоретический аппарат нечеткой логики. Нечеткие системы целесообразно применять при наличии информации об объекте, управляющих и возмущающих воздействиях качественного характера, когда из-за недостаточности информации или сложности системы нельзя применять традиционные методы управления.

Структурный подход подразумевает попытку моделирования структуры человеческого мозга в виде искусственной нейронной сети, состоящей из искусственных нейронов, объединенных синапсическими связями. Искусственная

нейронная сеть не только повторяет структурные особенности человеческого мозга, но и настраивается на выполнение определенных функций путем обучения. Обучение проводится с использованием специально подобранных обучающих данных и заключается в подстройке весов синапсов по определенному алгоритму. Благодаря своей "пластичности" нейронные сети считаются в настоящее время мощным инструментом моделирования, используемым для решения весьма широкого круга задач, прежде всего, классификации, прогнозирования, диагностики и управления.

В эволюционных методах используется моделирование процесса биологической эволюции. Наиболее широкое распространение получили генетические алгоритмы, которые в основном применяются для решения задач оптимизации. Поиск оптимального решения осуществляется с использованием механизмов наследственности, изменчивости и отбора.

Области эффективного применения рассмотренных подходов в системах управления в настоящее время достаточно условны и, по мнению большинства исследователей, могут быть оценены лишь качественно. Авторы [1], например, предложили достаточно наглядную оценку сложившегося соотношения между примени-



Области эффективного применения традиционных и интеллектуальных подходов к управлению

ем традиционных и интеллектуальных подходов к управлению (см. рисунок).

В настоящее время наблюдается тенденция слияния рассмотренных подходов, благодаря чему появляются гибридные системы, объединяющие основные достоинства традиционных и интеллектуальных технологий управления, эффективные во всей области ситуаций, представленных на рисунке. Наибольшее распространение получили гибридные системы, которые имеют структуру нейронной сети, но подстройка весов при обучении осуществляется с использованием генетического поиска.

Авторы статьи поставили перед собой задачу оценить современное состояние применения интеллектуальных систем управления в добывающей промышленности нашей страны.

Проведенный обзор и анализ литературных источников показали что в настоящее время наблюдается устойчивый рост интереса к интеллектуальным системам в нефтегазовой добывающей промышленности. Особенно велик интерес к нейросетевым технологиям, предлагается использование нейронных сетей, начиная непосредственно с этапа разработки месторождения. Авторами [2] предложена программа, позволяющая осуществлять поиск рационального размещения скважин, основанный на генетических алгоритмах и нейронных сетях. При этом предусмотрено использование базы данных, вмещающей опыт проектирования разработки месторождений нефти и газа, что позволяет сократить время подготовки новых проектов. Нейросетевые технологии предлагается использовать для управления процессом бурения скважин [3] с применением обучающей базы, содержащей проектную информацию о характеристиках оборудования, технологии процесса бурения, геологических и геофизических данных и учитывающей накопленный при бурении скважин того же

месторождения опыт. Существует ряд источников, предлагающих использование нейронных сетей для решения проблем диагностирования состояния трубопровода при транспортировке нефти или газа, а также идентификации места утечки транспортируемого продукта.

В горно-добывающей промышленности только начинается внедрение интеллектуальных технологий. Обзор литературных источников выявил, что предлагаемые в настоящее время интеллектуальные системы в основном направлены на выполнение функции прогноза технического состояния горного оборудования в целях продления срока его службы. В работе [4], например, предложено использование нейронной сети для определения фактического состояния и прогноза работоспособности в будущем горного робототехнического комплекса, что позволяет организовать техническое обслуживание механизмов комплекса по их действительному состоянию, а не по наработке на отказ или истекшему времени работ.

На открытых горных работах в странах СНГ и ближнего зарубежья лидером по числу внедрений является система диспетчеризации горно-транспортного комплекса на базе GPS-навигационных технологий "КАРЬЕР", разработанная компанией "ВИСТГрупп" (г. Москва) [5]. Внедрение предложенной системы позволяет: увеличить время производительного использования оборудования в течение смены; обеспечить экономию ресурсов при достижении необходимых объемов производства; повысить трудовую дисциплину; улучшить оперативное управление работой карьера; обеспечить плановое техническое обслуживание и ремонт парка машин предприятия. Существующая система удовлетворяет практически всем требованиям, предъявляемым в настоящее время к интеллектуальным транспортным системам (ИТС), так как включает аппаратуру автоматического определения местоположения мобильных объектов в карьере с использованием GPS-навигации; радиоканал обмена цифровой и речевой информацией мобильного объекта с диспетчерским центром; программно-картографические средства и системы оперативного реагирования. Однако отличительной особенностью современных ИТС является интеграция геоинформационных и нейросетевых технологий, что значительно расширяет их возможности в области анализа, управления и прогноза транспортных процессов. Подобные системы в настоящее время разрабатываются для управления городским транспортом, поэтому существует возможность использо-

вать накопленный опыт для создания ИТС карьерным транспортом.

Таким образом, горно-добывающая промышленность страны находится на начальном этапе применения интеллектуальных систем, однако уже созданы условия для дальнейшего внедрения интеллектуальных технологий как для построения новых систем, так и для использования опыта, накопленного при создании и внедрении интеллектуальных систем в других отраслях промышленности, в том числе нефтегазовой.

На кафедре электротехники и электромеханики Санкт-Петербургского государственного горного института (технического университета) в настоящее время проводятся исследования в области интеллектуальных технологий по следующим направлениям: разработка структуры и алгоритмов управления бездатчиковым частотно-регулируемым электроприводом для горных машин; использование сетевых технологий в управлении многодвигательным приводом; применение нечеткой логики для управления процессами обезвоживания на обогатительных фабриках горной химии; прогнозирование электри-

ческой нагрузки горных предприятий с использованием нейронных сетей.

#### Список литературы

1. **Усков А.А.** Интеллектуальные технологии управления / А.А. Усков, А.В. Кузьмин. М.: Горячая линия-Телеком, 2004. 143 с.
2. **Ларионов А.С.** Интеллектуальная система поддержки принятия решений при проектировании разработки месторождений нефти и газа / А.С. Ларионов, В.В. Кульчицкий, В.Л. Александров, А.В. Нифантов, В.Ю. Уткин // Свидетельство об официальной регистрации ПП № 2007610885 от 22.02.2007.
3. **Григашкин Г.А.** Система управления процессом бурения / Г.А. Ларионов, В.В. Кульчицкий, А.М. Коновалов, А.В. Инчаков // Пат. № 2208153 от 02.10.2001.
4. **Круглова Т.Н.** Прогнозирование технического состояния горного робототехнического комплекса с помощью искусственных нейронных сетей / Т.Н. Круглова, Н.Н. Круглов // Научно-технические проблемы разработки полезных ископаемых, шахтного и подземного строительства. Новочеркасск, 2006. С. 83–88.
5. **Трубецкой К.Н.** Современные системы управления горно-транспортными комплексами / К.Н. Трубецкой, А.А. Кулешов, А.Ф. Клебанов, Д.Я. Владимиров // Под ред. акад. К.Н. Трубецкого. СПб.: Наука, 2007. 306 с.

УДК 621.314.24: 621.382.233.026

**М.В. Пронин**, д-р техн. наук, начальник бюро, **А.Г. Воронцов**, канд. техн. наук, вед. инж., **В.В. Терещенков**, начальник бюро, ОАО "Силовые машины", филиал "Электросила"

E-mail: tereshchenkov@elsila.spb.ru

## Управление многотактным активным выпрямителем экскаватора ЭКГ-35К

*В ОАО "Силовые машины", в филиале "Электросила" разработан и изготовлен комплект электрооборудования экскаватора ЭКГ-35К. В нем реализованы новые технические решения, в частности, для питания электроприводов использован многотактный активный выпрямитель. Выполнены моделирование и исследование системы с активным выпрямителем. Представлен алгоритм управления, обеспечивающий стабилизацию входного и выходного напряжений, синусоидальность входных токов, позволяющий предотвратить переход выпрямителя в неуправляемый режим. Приведены результаты анализа переходных и установившихся режимов работы.*

**Ключевые слова:** активный выпрямитель, многотактный преобразователь, управление преобразователем, моделирование, электрооборудование экскаватора.

**M.V. Pronin, A.G. Vorontsov, V.V. Tereshchenkov**

## Multi-Stage Active Rectifier Control of Excavator "EKG-35K"

*In JSC "Power machines" branch "Electrosila" the complete set of an electric equipment of an excavator "EKG-35K" is made. In it new technical decisions are realized, in particular, for a feed of electric drives is used multi-stage the active rectifier. The algorithm of control providing stabilization of input and output voltage, harmonicity of input currents is presented, allowing to prevent transition of the rectifier in a uncontrollable mode. Results of the analysis of the transitive and steady states are resulted.*

**Keywords:** active rectifier, multi-stage converter, converter control, simulation, electrical equipment of excavator.

## Введение

Комплекты электрооборудования мощных экскаваторов обычно включают в себя электроприводы хода, подъема, напора, поворота, а также преобразователь напряжения питающей электросети в напряжения питания электроприводов. Традиционно используются электромашинные преобразователи, которые содержат мощный двигатель и несколько генераторов постоянного тока. Такие установки имеют недостатки – пуск двигателя сопровождается пусковыми токами и провалами напряжения сети, машины постоянного тока нуждаются в квалифицированном обслуживании. Замена электромашинного преобразователя полупроводниковым устройством позволяет устранить указанные недостатки.

В ОАО "Силовые машины" в филиале "Электросила" выполнена разработка комплекта электрооборудования экскаватора ЭКГ-35К. В состав электрооборудования входят многотактный активный выпрямитель мощностью 2 МВт и электроприводы. Выпрямитель и инверторы электроприводов выполнены на модулях IGBT. Электрооборудование изготовлено и в настоящее время осуществляется его наладка. Надо сказать, что активные преобразователи достаточно полно описаны в технической литературе [1]–[9]. Однако столь мощная система с активным преобразователем, работающая в сложных условиях динамических нагрузок, в России создается впервые. Одновременно с экспериментальными исследованиями электрооборудования экскаватора выполняются исследования на ЭВМ, на компьютерных моделях. В том числе, анализируются алгоритмы управления активным выпрямителем. Эта часть работы рассматривается в данной статье.

## Постановка задачи

На рис. 1 представлена схема комплекта электрооборудования экскаватора ЭКГ-35К. Выпрямитель содержит: трансформатор  $T_p$ , трехфазный конденсаторный фильтр, выпрямительные мосты на модулях IGBT, дроссели в фазах мостов, конденсаторный фильтр постоянного напряжения, систему управления. Задачей данной статьи является разработка алгоритма управления многотактным активным выпрямителем на основе компьютерного моделирования.

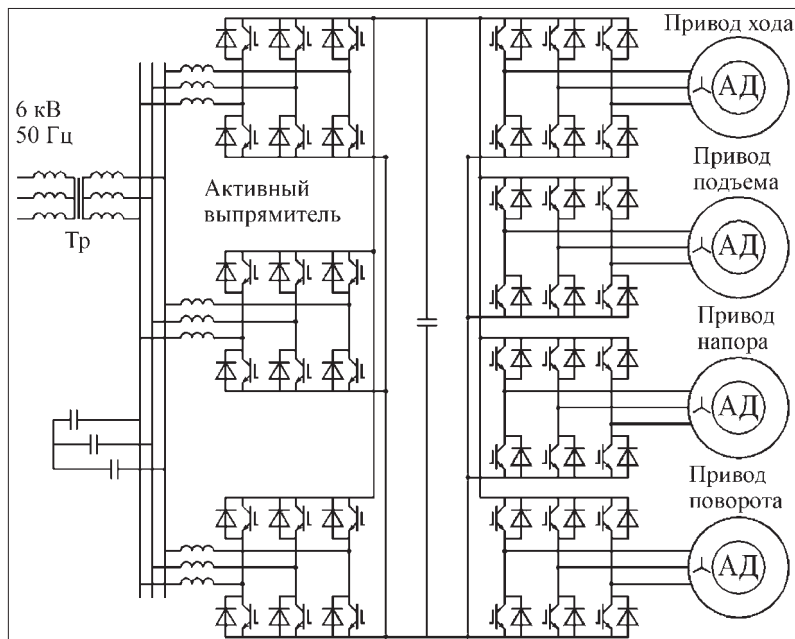


Рис. 1. Схема электрооборудования экскаватора ЭКГ-35К

## Модель системы управления

Основные элементы алгоритма управления активным выпрямителем соответствует упрощенной структурной схеме системы управления (рис. 2).

Одна из задач управления – регулирование напряжения  $u_d$  на выходе выпрямителя. В соответствии с рис. 2 на входы регулятора поступают сигналы по заданному  $u_{dz}$  и фактическому  $u_d$  выпрямленному напряжению. На выходе формируется амплитуда активных составляющих токов фаз  $I_a$ :

$$\left. \begin{aligned} \Delta u_d &= u_{dz} - u_d, \\ \text{если } -I_{amx} < I_a < I_{amx}, & \text{ то } I_{a,t+\Delta t} = I_{a,t} + K_{ai} \Delta u_d \Delta t, \\ I_{a,t+\Delta t} &= I_{a,t+\Delta t} + K_{ao} \Delta u_d, \\ \text{если } I_{a,t+\Delta t} > I_{amx}, & \text{ то } I_{a,t+\Delta t} = I_{amx}, \\ \text{если } I_{a,t+\Delta t} < -I_{amx}, & \text{ то } I_{a,t+\Delta t} = -I_{amx}, \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $\Delta t$  – шаг вычислений;  $K_{ai}$ ,  $K_{ao}$  – коэффициенты ПИ-регулятора;  $I_{amx}$  – ограничение амплитуды активных составляющих токов.

При колебаниях напряжения питания и нагрузки выпрямителя возможен его переход в режим перемодуляции, при котором ограничиваются возможности управления. Чтобы это не происходило, предусмотрен регулятор амплитуды напряжений управления. На его входы поступают сигналы по заданной амплитуде напряжений  $U_{uzmx}$  и фактической амплитуде  $U_{ymx}$ . На выходе формируется амплитуда реактивных токов  $I_r$ :

$$\left. \begin{aligned} \Delta U_y &= U_{y_{\text{zmx}}} - U_{y_{\text{mx}}}, \\ \text{если } -I_{\text{rmx}} < I_{\text{r}} < I_{\text{rmx}}, \text{ то } I_{r,t+\Delta t} &= I_{r,t} + K_{ri} \Delta U_y \Delta t, \\ I_{r,t+\Delta t} &= I_{r,t+\Delta t} + K_{ro} \Delta U_y, \\ \text{если } I_{r,t+\Delta t} > I_{\text{rmx}}, \text{ то } I_{r,t+\Delta t} &= I_{\text{rmx}}, \\ \text{если } I_{r,t+\Delta t} < -I_{\text{rmx}}, \text{ то } I_{r,t+\Delta t} &= -I_{\text{rmx}}, \end{aligned} \right\} (2)$$

где  $K_{ri}$   $K_{ro}$  – коэффициенты ПИ-регулятора;  $I_{\text{rmx}}$  – ограничение амплитуды реактивных составляющих токов.

В блоке определения фазы напряжений сети вычисляется фаза  $\tau$ . Это позволяет суммировать заданные активные и реактивные составляющие токов в каждой фазе и вычислить заданные суммарные токи фаз мостов:

$$\left. \begin{aligned} i_{1z} &= I_a \sin(\tau) + I_r \cos(\tau), \\ i_{2z} &= I_a \sin(\tau - 2\pi/3) + I_r \cos(\tau - 2\pi/3), \\ i_{3z} &= I_a \sin(\tau - 4\pi/3) + I_r \cos(\tau - 4\pi/3). \end{aligned} \right\} (3)$$

Токи фаз каждого моста искажены высшими гармониками, в том числе составляющими нулевой последовательности. Чтобы ослабить влияние пульсаций токов на электромагнитные процессы, регулирование осуществляется по суммарным токам фаз преобразователя. Суммарные токи:

$$i_n = \sum_{m=1}^M i_{vnm}. \quad (4)$$

В каждой фазе преобразователя ток регулируется пропорциональным регулятором, на входы которого поступают сигналы по заданному  $i_{nz}$  и фактическому  $i_n$  токам. На выходе каждого регулятора формируются сигналы по "токовым" составляющим напряжений управления:

$$u_{yin} = K_{io} (i_{nz} - i_n). \quad (5)$$

Кроме того, в каждой фазе каждого моста для выравнивания токов используется еще один пропорциональный регулятор тока, на входы которого поступают сигналы по заданному  $i_{nz}/M$  ( $M$  – количество выпрямительных мостов) и фактическому  $i_{vnm}$  токам. На выходе регуляторов формируются сигналы по "уравнительным" составляющим напряжений управления (на рис. 2 эти регуляторы не отображены):

$$u_{yanm} = K_{ao} \left( \frac{1}{M} i_{nz} - i_{vnm} \right). \quad (6)$$

Напряжения управления мостов  $u_{ynm}$  формируются в виде сумм "токовых"  $u_{yin}$ , "сетевых"  $u_{yun}$  и "уравнительных"  $u_{yanm}$  составляющих:

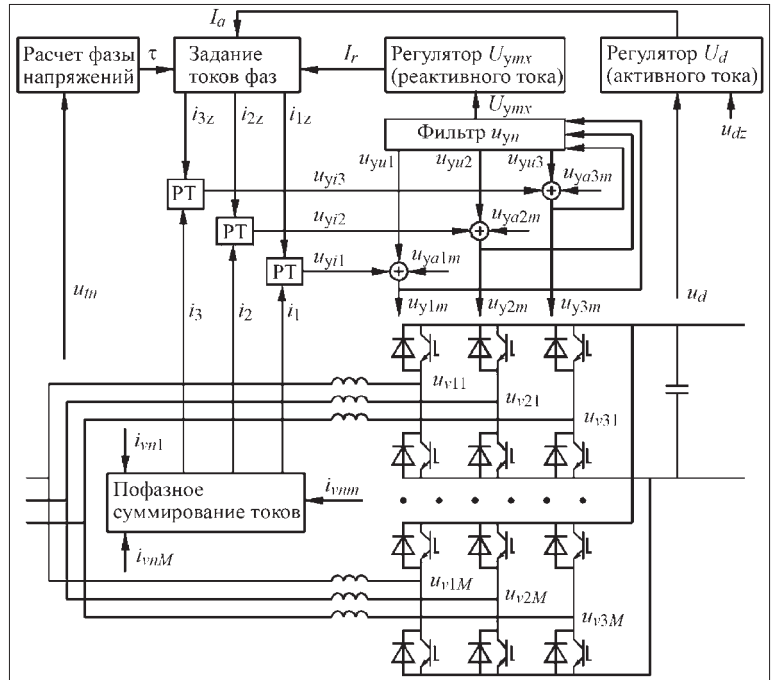


Рис. 2. Упрощенная схема управления выпрямителем

$$u_{ynm} = u_{yin} + u_{yun} + u_{yanm}. \quad (7)$$

Составляющие  $u_{yun}$  выделяются из усредненных напряжений управления всех мостов:

$$u_{yn} = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M u_{ynm}. \quad (8)$$

Для определения составляющих  $u_{yun}$  осуществляется фильтрация напряжений управления  $u_{yn}$  в следующей последовательности вычислений:

$$\left. \begin{aligned} \tau_{u,t+\Delta t} &= \tau_{u,t} + \omega \Delta t, \\ \text{если } \tau_{u,t+\Delta t} > 2\pi, \text{ то } \tau'_{u,t+\Delta t} &= \tau_{u,t+\Delta t} - 2\pi, \\ \text{иначе } \tau'_{u,t+\Delta t} &= \tau_{u,t+\Delta t}, \\ e_n &= \cos[\tau'_{u,t+\Delta t} - 2(n-1)\pi/3], \quad n=1,2,3, \\ A &= \frac{2}{3}(e_1 u_{y1} + e_2 u_{y2} + e_3 u_{y3}), \quad B = \frac{1}{3}(u_{y1}^2 + u_{y2}^2 + u_{y3}^2), \\ C_{t+\Delta t} &= C_t + (B - C_t) \frac{\Delta t}{T}, \quad U_{ymx} = \sqrt{2C_{t+\Delta t}}, \\ \text{если } U_{ymx} \neq 0, \text{ то } D &= \frac{A}{U_{ymx}}, \\ \omega_{y1,t+\Delta t} &= \omega_{y1,t} + DK_{oi} \Delta t, \quad \omega = \omega_{y1,t+\Delta t} + DK_{oo}, \end{aligned} \right\} (9)$$

где  $\Delta t$  – шаг вычислений;  $e_n$  – единичные синусоидальные ЭДС;  $\tau_{u,t}$  и  $\tau_{u,t+\Delta t}$  – фаза единичных ЭДС в моменты времени  $t$  и  $t+\Delta t$ ;  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$  – промежуточные переменные;  $K_{oi}$ ,  $K_{oo}$  – коэффициенты ПИ-регулятора;  $\omega$  – частота.

Полученные в (9) амплитуда  $U_{ymx}$  и фаза  $\tau_u$  основных составляющих напряжений управления позволяют определить их мгновенные значения:

$$u_{y_{um}} = U_{y_{mx}} \sin \left[ \tau_u - \frac{2\pi}{3}(n-1) \right]. \quad (10)$$

### Численные эксперименты

Алгоритм управления многотактного активного выпрямителя реализован в полной компьютерной модели системы, построенной в среде C++ Builder по методологии расчета сложных систем по взаимосвязанным подсистемам [3]. При построении полной модели системы по указанной методологии выделяются энергетическая и информационная подсистемы, взаимосвязанные сигналами датчиков и управляющих воздействий. Энергетическая подсистема, если она сложна, разделяется на подсистемы, взаимосвязанные зависимыми элементами, например зависимыми источниками напряжения и тока. Целью преобразований являются упрощение математического описания систем, сокращение затрат времени на расчеты на ЭВМ, использование готовых математических описаний подсистем. Примеры реализации описанного подхода к моделированию приведены в публикациях [2]–[9].

При использовании разработанной компьютерной модели системы с активным многотактным выпрямителем выполнены расчеты и исследования.

На рис. 3 представлены результаты расчета процесса подключения выпрямителя к питающей сети и наброса номинальной нагрузки.

При расчете приняты следующие исходные параметры системы: напряжение сети 6 кВ, частота 50 Гц, напряжение вторичной обмотки трансформатора 660 В, напряжение короткого замыкания трансформатора 7 %, емкость фазы трехфазного конденсаторного фильтра 2140 мкФ, индуктивность дросселей в фазах мостов 0,25 мГн, емкость на выходе мостов 20000 мкФ, заданное выпрямленное напряжение 1000 В, частота ШИМ выпрямительных мостов 2 кГц. Перед включением выпрямителя конденсатор на его выходе заряжен до 1000 В. Конденсаторы в фазах не заряжены и на время 0,06 с они подключаются к сети через резисторы с сопротивлением 2,5 Ом. В момент времени 0,06 с эти резисторы шунтируются, а в момент времени 0,08 с к выпрямителю подключается нагрузка и она возрастает до номинальной (до 2 кА) за время 0,02 с.

На рис. 3 видно, что при включении системы возникает переходный процесс, связанный в основном с появлением реактивных токов. Переходный процесс затухает за три периода напряжения сети. При шунтировании пусковых резисторов (0,06 с) вновь возникает переходный процесс и он затухает за период напряжения сети.

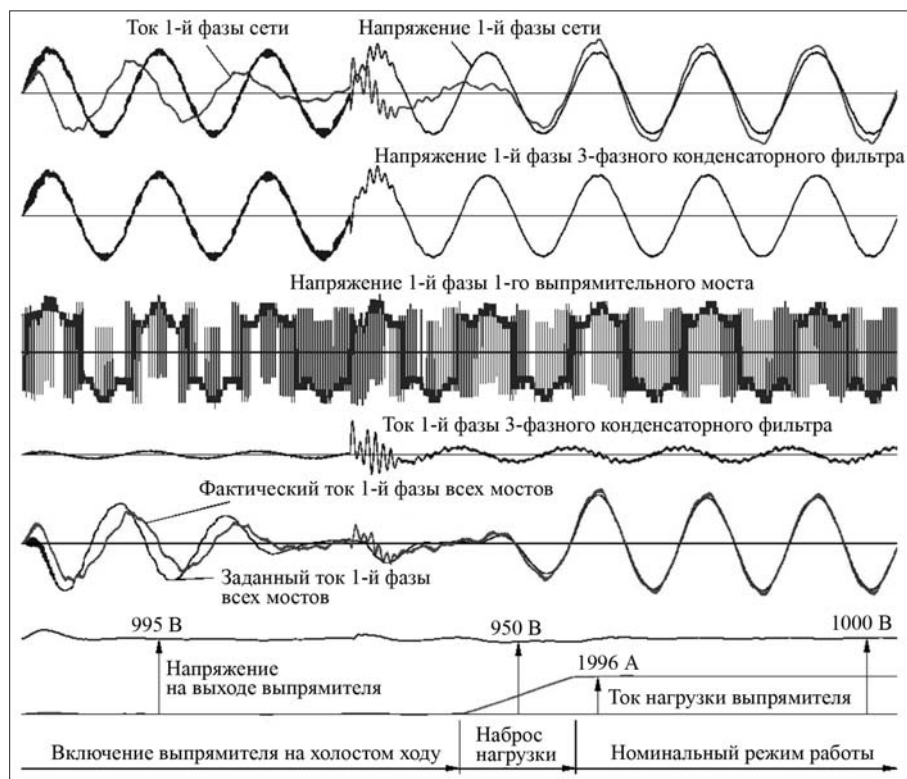


Рис. 3. Включение выпрямителя, наброс нагрузки, номинальный режим



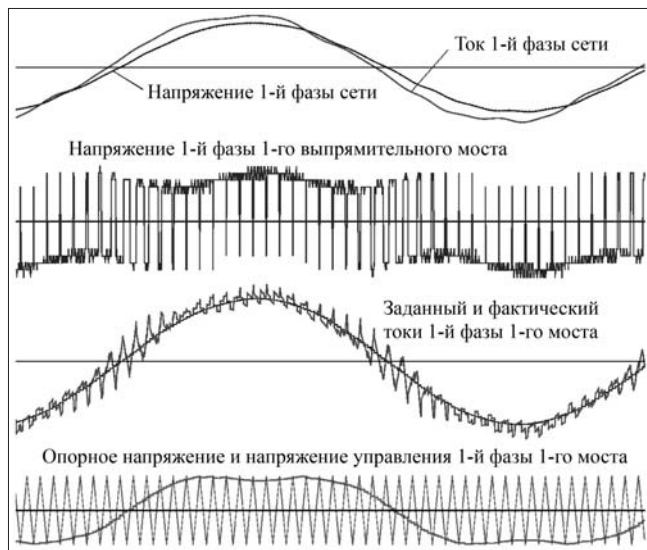


Рис. 4. Напряжения и токи активного выпрямителя в номинальном режиме

Наброс нагрузки приводит к снижению выходного напряжения на 5 %. Однако выходное напряжение восстанавливается практически сразу после завершения изменения тока нагрузки.

На рис. 4 изображены напряжения и токи выпрямителя в номинальном режиме. На рис. 4 видно, что фактические токи фаз мостов близки к заданным токам. Однако пульсации фактических токов значительны. Это обусловлено, главным образом, малыми индуктивностями фазных дросселей и присутствием в токах составляющих нулевой последовательности, которые замыкаются в контурах, образованных различными мостами. Вместе с тем пульсации не оказывают существенное влияние на регулирование электромагнитных процессов (см. рис. 3), так как оно осуществляется по суммарным токам мостов, которые менее искажены.

Из рис. 4, а также из других расчетов следует, что мгновенные значения напряжений управления не превышают амплитуду опорных напряжений. То есть выпрямитель не переходит в режим перемодуляции и на протяжении всего процесса сохраняется управляемость системы. Таким образом, при описанном управлении обеспечивается устойчивая работа выпрямителя (при соответствующих параметрах силового оборудования).

## Выводы

1. Предложен алгоритм управления многофазным активным выпрямителем, в котором ре-

гулятор выходного напряжения формирует активную составляющую заданного тока, регулятор входного напряжения поддерживает амплитуду напряжений управления и формирует реактивную составляющую тока, в результате векторного сложения активной и реактивной составляющих токов формируются заданные токи фаз сети и в каждой фазе используется регулятор тока, формирующий напряжение управления. Выравнивание токов различных мостов осуществляется пропорциональными регуляторами в каждой фазе каждого моста.

2. Разработана компьютерная модель системы с активным многофазным выпрямителем, которая позволяет рассчитывать и анализировать переходные и установившиеся режимы работы.

3. При выполнении расчетов электромагнитных процессов в системе с активным выпрямителем показано, что при предложенном алгоритме управления обеспечивается работа системы без перехода выпрямителя в режим перемодуляции, т.е. обеспечивается устойчивость системы.

## Список литературы

1. Ефимов А.А., Шрейнер Р.Т. Активные преобразователи в регулируемых электроприводах переменного тока / под общ. ред. Р.Т. Шрейнера. Новоуральск: Изд. НГТИ, 2001. 250 с.
2. Пронин М.В., Воронцов А.Г. Силовые полностью управляемые полупроводниковые преобразователи (моделирование и расчет). СПб.: ОАО "Электросила", 2003. 172 с.
3. Пронин М.В., Воронцов А.Г., Калачиков П.Н., Емельянов А.П. Электроприводы и системы с электрическими машинами и полупроводниковыми преобразователями (моделирование, расчет, применение). СПб.: ОАО "Силовые машины" "Электросила", 2004. 252 с.
4. Пронин М.В. Активные фильтры высших гармоник. Направления развития // Новости электротехники. 2006. № 2 (38).
5. Пронин М.В. Моделирование и анализ системы с многофазным асинхронным генератором и многофазным активным выпрямителем // Электротехника. 2006. № 5.
6. Пронин М.В., Воронцов А.Г. Активная фильтрация напряжений и токов сети в установках с высоковольтными тиристорными преобразователями // Горное оборудование и электромеханика. 2005. № 5. С. 41–45.
7. Пронин М.В., Воронцов А.Г. Система с многофазным асинхронным генератором и несколькими активными преобразователями // Электротехника. 2007. № 10.
8. Pronin M.V., Vorontsov A.G. Joint use of mono-phase and three-phase inverters for improvement characteristics of multilevel frequency converters // EPE 2005, Dresden, Germ.
9. Pronin M., Vorontsov A. Dependence of current pulsations of multiphase electrical machine on reduction of winding pitch and scheme of semiconductor converter // EPE-PEMC 2006, Portoroz, Slovenia.

УДК 622.232

**П.А. Горбатов**, д-р техн. наук, проф., **Н.М. Лысенко**, канд. техн. наук, доц., **М.Н. Лысенко**, магистрант, Донецкий национальный технический университет, Украина

E-mail: misha\_maklay@mail.ru

### Концептуальные положения и математическая модель оптимального проектирования мехатронных подсистем привода проходческих комбайнов

---

*Предложен алгоритм рационального управления режимами работы, разработаны концептуальные положения и математическая модель параллельного проектирования подсистем привода исполнительного органа мехатронных проходческих комбайнов следующего поколения.*

**Ключевые слова:** проходческий комбайн, мехатроника, оптимальное проектирование, математическая модель, функции цели, ограничения.

**P.A. Gorbatov, N.M. Lysenko, M.N. Lysenko**

### Conceptual and Mathematical Model of Optimal Design of Mechatronic Subsystems Drive of Heading Machines

---

*An algorithm for the rational management of operation models has been recommended, the conceptual and mathematical model of subsystems parallel design of drive of executive organ of mechatronic heading machines of new generation has been developed.*

**Keywords:** continuous miner, mechatronic, optimal design, mathematical model, function target, limitations.

#### Проблема и ее связь с научными и практическими задачами

На протяжении последних ряда лет на шахтах Украины наблюдается установившаяся тенденция снижения объемов проведения подготовительных выработок, в том числе с помощью проходческих комбайнов (ПК). Вследствие этого темпы отработки запасов угля превысили темпы их подготовки, что, несомненно, оказывает негативное влияние на технико-экономические показатели работы угольной промышленности Украины [1].

Основные причины снижения темпов проведения подготовительных выработок комбайновым способом, наряду с крайне медленным обновлением парка проходческой техники из-за ограниченных финансовых возможностей большинства шахт, также заключаются в недостаточно эффективном использовании даже современных проходческих комбайнов вследствие реализации ручного управления режимами работы исполнительных органов при достаточно широком

диапазоне изменения физико-механических свойств вмещающих пород.

Поэтому актуальной научной и практической задачей является дальнейшее совершенствование проходческих комбайнов путем повышения уровня интеллектуализации процесса управления в целях увеличения темпов проходческих работ.

#### Анализ исследований и публикаций

В стандарте [2] для проходческих комбайнов стреловидного типа применительно к автоматизированному управлению режимами работы исполнительных органов сформулирован ряд требований, относящихся к рассматриваемой в настоящей работе проблематике. Здесь указывается, что, как правило, должно быть обеспечено: автоматическое регулирование скорости перемещения или частоты вращения исполнительного органа (ИО); автоматическая стабилизация нагрузки электропривода ИО.

Рассмотрим специфику режимов автоматизированной стабилизации<sup>1</sup> на заданном соответствующими уставками уровне нагрузки электродвигателя (ЭД) подсистем привода ИО за счет бесступенчатого регулирования скорости перемещения  $V_n$  этих органов (стабилизация среднего значения мощности  $P$  ЭД) или частоты вращения  $n$  ротора ЭД (стабилизация среднего значения момента  $M$  на валу ЭД и, следовательно, момента  $M_p$  на валу ИО).

Известный режим стабилизации мощности  $P$ , называемый также минимальным вариантом, характеризуется следующими особенностями:  $V_n = \text{var}$ ,  $n = \text{const}$ , скорость резания  $V_p = \text{const}$ , средняя толщина стружки на резцах  $h = \text{var}$ , теоретическая производительность  $Q = \text{var}$ ,  $P = \text{const}$ .

Режим стабилизации параметра  $P$  может быть реализован с помощью регулятора режимов работы при наличии дроссельного или объемного регулирования скорости  $V_n$  при выемке. Однако в настоящее время конструкцией ПК нового поколения серии КП (КПД, КПУ, КПЛ, КПР) и КСП вышеуказанное регулирование скоростью  $V_n$  не предусмотрено. Поэтому и в аппаратуре управления этими ПК отсутствует рассматриваемый регулятор.

Известен проектный вариант изменения рабочей скорости  $V_n$  за счет дроссельного регулирования подачи насоса для комбайнов П110 и П220, однако он на практике не был реализован. Здесь следует подчеркнуть, что дроссельное регулирование гидропередачи "нерегулируемый насос—гидродомкраты подсистемы подвески и перемещения ИО" путем отвода регулируемой части подачи насоса в бак обладает большим недостатком — весьма низким КПД и существенным нагревом рабочей жидкости. Применение объемного регулирования указанной гидропередачи на основе насоса с регулируемой подачей приведет к усложнениям гидросистемы ПК, так как насосная установка в современных конструкциях комбайнов, как правило, является общей для всех гидроцилиндров и гидромоторов силовых подсистем, а поскольку для подавляющего большинства данного гидрооборудования бесступенчатое регулирование подачи насоса не требуется, то на ПК, по сути, должно быть задействовано два силовых контура гидросистемы.

Автоматизированный режим стабилизации среднего значения момента резания  $M_p$  характеризуется следующими особенностями:  $V_n \approx \text{const}$ ;

<sup>1</sup>Термин "автоматизированная стабилизация" авторам представляется более корректным, чем "автоматическая стабилизация".

$n = \text{var}$ ;  $V_p = \text{var}$ ;  $h = \text{var}$ ;  $Q \approx \text{const}$ ;  $M_p \approx \text{const}$ ;  $P = \text{var}$ .

Учитывая достаточный опыт, накопленный в настоящее время при создании целого ряда очистных комбайнов с частотно-регулируемым электроприводом их подсистем подачи, представляется целесообразным в качестве одного из перспективных вариантов для ПК следующего поколения рассмотреть вариант однопараметрического бесступенчатого автоматизированного управления частотой резания исполнительного органа  $V_p$  в составе мехатронных подсистем привода ИО (подсистем ПИО), включающих электродвигатель, аппаратуру автоматизированного управления частотой вращения его ротора, редуктора и сам ИО [3]. Этот вариант в полной мере отвечает требованиям стандарта [2], характеризуется стабильностью производительности  $Q$ , что улучшает управление грузопотоками при выполнении проходческих работ, и не требует усложнений гидросистем современных ПК.

### Постановка задачи

Целью настоящих исследований являются обоснование концептуальных положений и разработка математической модели оптимального, итерационного характера проектирования мехатронных подсистем привода ПК следующего поколения на основе развития разработок ДонНТУ в рассматриваемой области [3]. Указанная математическая модель может рассматриваться в качестве обобщенного алгоритма при решении поставленных задач и должна базироваться на ряде частных моделей и зависимостей.

### Изложение материала и результаты

В качестве объекта исследований в настоящей работе рассматриваются все более широко применяемые ПК стреловидного типа, оснащенные аксиальными фрезерными ИО, при использовании современных технологических схем обработки забоя на основе доминирующих поворотных перемещений стрелы в горизонтальной плоскости. Аксиальные фрезы при горизонтальных рабочих перемещениях характеризуются более благоприятной силовой картиной нагружения ИО по сравнению с подачей в вертикальном направлении, что обуславливает повышение устойчивости ПК и снижение динамической нагруженности элементов его силовых подсистем [1; 4, с. 128–129]. Это особенно важно при проведении выработок по крепким породам и объясняется, прежде всего, отсутствием серповидной формы стружки на резцах.

Управляемыми при изменении свойств разрушаемых массивов режимными параметрами для ПК в общем случае, кроме скоростей  $V_p$  и  $V_n$ , могут быть: толщина разрушаемого слоя горного массива  $H_c$  при перемещении ИО вдоль забоя; величина  $B_3$  заглубления ИО в массив.

Однако при регулировании  $H_c$  и  $B_3$  в пределах одного горизонтального реза или одного проходческого цикла очень существенно усложняется или даже практически исключается автоматизированное управления режимами работы ПК. Кроме того, при регулировании  $H_c$  и  $B_3$  забой будет иметь сложную ступенчатую форму.

Вариант бесступенчатого автоматизированного управления  $V_p$  с учетом вышеуказанных особенностей может быть реализован при построении подсистем ПИО на базе частотно-регулируемого асинхронного электропривода с короткозамкнутым ротором (в дальнейшем мехатронных подсистем ПИО). При этом мехатронные объекты, как известно [5, с. 13–15, 20, 27; 6], должны создаваться только на основе параллельного проектирования и обладать высокой степенью синергетической интеграции между традиционными структурными элементами (механическими – М, электротехническими – С<sub>э</sub> и гидравлическими – С<sub>г</sub>) и интеллектуальными компонентами (ИЭ) компонентами.

*Математическая модель оптимального проектирования мехатронных подсистем ПИО в составе ПК.* При формировании векторного представления математической модели (ММ) воспользуемся подходами и рекомендациями, предложенными в работе [7]. С учетом указанного, ММ в общем виде можно представить следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_0 \supset X_y, y=1, \dots, N_y, \\ F(X_y, C) = \text{extr}_y F(X_y, C), \\ X_y \in R, \\ R \supset \left\{ \begin{array}{ll} K_{кр} \in [K_{крн}; K_{крв}], & p=1, \dots, N_p, \\ \Pi_j \in [\Pi_{jn}; \Pi_{jв}], & j=1, \dots, N_j, \\ \Phi_r \in [\Phi_{rn}; \Phi_{rv}], & r=1, \dots, N_r. \end{array} \right. \end{array} \right.$$

Здесь приняты следующие обозначения:

$R_0$  – гиперпространство оптимальных значений переменных проектирования (параметров и структур);  $X_y (Y_y, S_y, P_y)$  – вектор переменных проектирования для  $y$ -го оптимального варианта;  $Y_y$  – вектор управляющих воздействий на ПК при реализации технологического цикла с необходимыми режимными параметрами;  $S_y$  – структурная модель (S-модель) мехатронной подсистемы

ПИО в составе ПК;  $P_y$  – вектор параметров М, С<sub>э</sub>, ИЭ компонент создаваемого объекта;  $C$  – вектор постоянных проектирования, задаваемых при создании исполнений ПК, максимально адаптированных к конкретным условиям эксплуатации исходя из области применения и основных макроуровневых характеристик машины в соответствии с требованиями заказчика и ТЗ;  $F(X_y, C)$  – вектор-функция цели;  $R$  – гиперпространство проектирования, формируемое возможными значениями переменных проектирования  $X_y$ ;  $K_{кр}$  – критериальные ограничения, накладываемые на значения соответствующих функций цели (критериев качества); здесь и далее индексы "н" и "в" означают нижние и верхние значения;  $\Pi_j, \Phi_r$  – соответственно параметрические и функциональные ограничения, накладываемые на значения переменных проектирования.

*Формирование пакета параметров и характеристик, входящих в состав ММ.* Для решения поставленных задач в качестве составляющих вектора-функции цели  $F$  представляется целесообразным рассматривать следующие критерии:

1. Критерий стабилизации момента на валу ИО  $\Delta m = (M_{рв} - M_p) M_p^{-1} = (M_p - M_{рн}) M_p^{-1} \leq \Delta m_3$ , где  $M_{рн}$  и  $M_{рв}$  – границы "коридора" автоматизированного поддержания заданного среднего уровня  $M_p$ ;  $\Delta m_3$  – заданное значение критерия.

2. Критерий стабилизации теоретической производительности ПК  $\Delta q_i = |k_{q_i} - 1| \rightarrow \min$ , где  $k_{q_i} = Q_i Q_0^{-1}$ ;  $Q_0$  – производительность ПК при номинальном положении ИО, соответствующем нулевым значениям углов подъема-опускания (в вертикальной плоскости)  $\varphi_v$  и поворотов вправо-влево (в горизонтальной плоскости)  $\varphi_r$  стрелы (в дальнейшем индекс "0" также указывает на соответствие параметра номинальному положению ИО), индексы "в" и "г" обозначают перемещения стрелы соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскостях;  $Q_i$  – производительность ПК при выполнении  $i$ -го бокового реза в случае  $\varphi_r \neq 0$  и  $\varphi_v \neq 0$ .

3. Критерий (коэффициент) неравномерности изменения момента сил сопротивления на валу ИО  $K_m$ , отражающий степень остаточной силовой неуравновешенности разрабатываемой схемы набора резцов на ИО [4, с. 142–147]:  $K_m \rightarrow \min$ .

Таким образом, сформированная вектор-функция цели будет иметь следующий вид:  $F(\Delta m \leq \Delta m_3; \Delta q_i \rightarrow \min; K_m \rightarrow \min)$ .

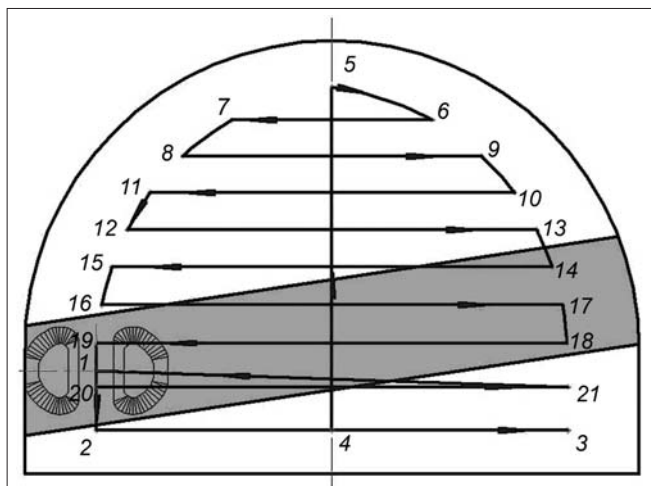


Рис. 1. Характерная схема обработки смешанного забоя

Критериальные ограничения  $K$  при этом следующие:

$$Q_0 \geq Q \frac{P_v}{W}$$

Здесь  $Q$  и  $W$  – заданные соответственно значения минимально допустимой теоретической производительности и максимально допускаемых энергозатрат, которые можно считать приемлемыми при разрушении пород с максимальным пределом прочности при одноосном сжатии  $\sigma_{сжв}$ ;  $P_v$  – величина мощности, фиксируемая на валу ИО в процессе разрушения пород с  $\sigma_{сжв}$  при реализации верхней границы  $V_{рв}$  скорости резания.

Вектор постоянных проектирования  $S$  характеризуется: типом забоя (смешанный, породный); геометрическими параметрами выработки, в том числе угольного пласта; свойствами вмещающих пород как объектов разрушения (прежде всего  $\sigma_{сжв}$ ); заданными значениями  $Q$ ,  $W$  и параметров  $H_a$ , характеризующих надежность редуктора (например, запасы прочности и выносливости).

Вектор управляющих воздействий  $Y_y$  формируют следующие характеристики и параметры:

1. Рациональная схема обработки забоя с позиций силового фактора, состояния боковых стенок и кровли выработки и др. На рис. 1 в качестве примера представлена характерная схема обработки смешанного забоя.

2. Поперечные площади вынимаемых слоев породы при  $\varphi_r = 0$ :  $S_{c0i} = f(\Delta\varphi_{vi}, B_{30})$ , где  $\Delta\varphi_{vi}$  – угловой шаг поворота стрелы в вертикальной плоскости между соседними боковыми реза-

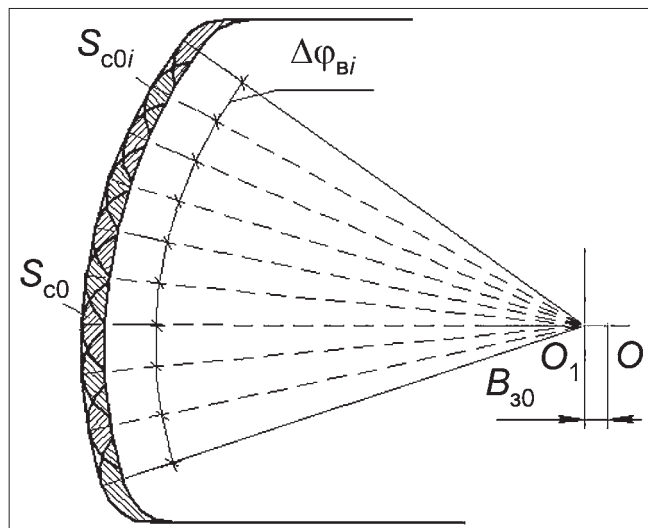


Рис. 2. Формирование поперечной площади вынимаемых слоев

ми;  $B_{30}$  – номинальная величина заглубления ИО в массив (рис. 2). При этом, не привязываясь к расположению угольного пласта, приведенному на рис. 1 в качестве примера, считаем, что при номинальном положении стрелы ИО будет взаимодействовать с породным массивом.

3. Средняя скорость подачи ИО  $V_{п0}$ . При выборе режимных параметров, указанных в п. 2, должно выполняться условие:  $S_{c0} V_{п0} \geq Q$ . Здесь величины  $S_{c0}$  и  $V_{п0}$  соответствуют номинальному положению ИО.

4. Скорость резания  $V_p$ . Диапазон регулирования  $V_p \in [V_{рн}; V_{рв}]$  определяет граничные значения частоты вращения ИО  $n_{об} \in [n_{об.н}; n_{об.в}]$  и соответствующие значения толщин стружки  $h_{н0}$  и  $h_{в0}$ , которые будут формироваться на резцах в процессе выполнения горизонтальных резов при ранее установленной величине скорости ИО  $V_{п0}$ . При этом необходимо иметь в виду, что в соответствии с результатами исследований ученых ГП "Донгипроуглемаш" целесообразно скорость  $V_{рв}$  (рассматриваемый параметр предлагается относить к резцам, расположенным на среднем, по вершинам резцов, диаметре  $D_{ср}$  аксимального ИО) задавать примерно до 2 м/с (максимум до 3 м/с), так как при выемке крепких и абразивных пород при более высоких значениях  $V_p$  резко интенсифицируется износ резцов. Нижнее значение скорости  $V_{рн}$  применительно к фрезерному исполнительному органу аксиального типа при боковых резах определяется исходя из существующего ограничения величины  $h_{в0}$  по вылету  $l_0$  используемого инструмента в направлении,

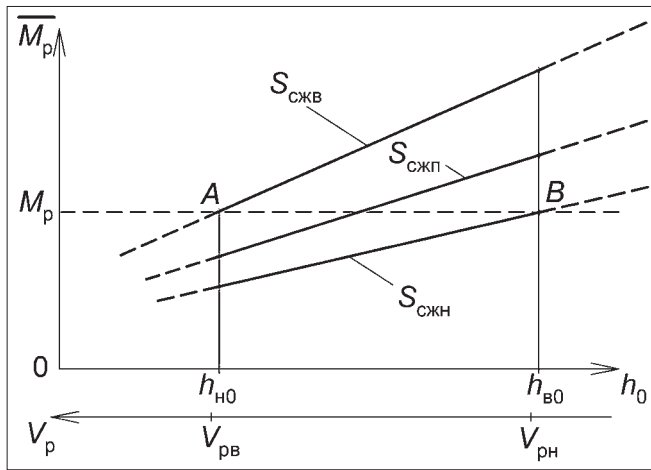


Рис. 3. К установлению параметров  $M_p$  и  $\sigma_{сжн}$

параллельном оси вращения ИО, при известном числе резцов  $m$  в одной линии резания:

$$V_{рн} = \frac{V_{п0} \pi D_{ср}}{0,6 l_0 m}$$

Таким образом сформирован вектор функциональных ограничений  $\Phi_r(V_{рв}, h_{в0})$ .

Вопросы разработки рациональной структурной  $S$ -модели мехатронной подсистемы ПИО в составе ПК будут рассмотрены в отдельной статье.

Рассмотрим формирование вектора  $P_y$  основных параметров компонент М (ИО и редуктор),  $C_3$  (электродвигатель и пускатель) и ИЭ (преобразователь частоты (ПЧ) и регулятор режимов (РР) работы ПЧ).

*Исполнительный орган*, кроме высокой степени силовой пространственной уравновешенности схемы набора резцов, должен обеспечивать достаточно низкие удельные энергозатраты, характеризоваться простой конструкцией и высокой надежностью.

При разработке схемы набора резцов на ИО вначале устанавливается рациональный тип используемых резцов и тогда вектор параметров  $P_y$  можно представить следующим образом [4, с. 123–129]:

$$P_y(t'_d, L_d, R_d, \gamma_{1d}, \beta_d, \beta_{pd}, \theta_d),$$

где  $t'_d$  – шаги резания;  $L_d, R_d, \gamma_{1d}$  – координаты расположения в  $m$  линиях резания каждого  $d$ -го резца;  $\beta_d, \beta_{pd}, \theta_d$  – углы установки резцов в соответствующих плоскостях.

Основное параметрическое ограничение при этом  $\Pi_j(\alpha_{kd} > 0)$ , где  $\alpha_{kd}$  – кинематические задние углы резцов.

Для выбора ЭД и проектирования редуктора необходимо, прежде всего, знать величину  $M_p$ , которая должна рассматриваться в качестве оценки длительно действующего крутящего момента при расчете основных элементов кинематической цепи на усталостную прочность. Предлагается следующий алгоритм определения  $M_p$ , а также нижней границы  $\sigma_{сжн}$ , характеризующей диапазон изменения предела прочности разрушаемых пород  $\sigma_{сж} \in [\sigma_{сжн}, \sigma_{сжв}]$ , при котором будет обеспечиваться стабилизация  $M_p$ .

При известных значениях  $\sigma_{сжв}, V_{п0}, S_{с0}$  и параметрах схемы набора резцов на ИО на базе имеющихся методик выполняется построение оценочной зависимости средних уровней момента на валу ИО  $\overline{M}_p = \overline{M}_p(h_0)$  (рис. 3), где ордината точки А соответствует искомому значению  $M_p$ .

Далее путем построения промежуточных зависимостей  $\overline{M}_p = \overline{M}_p(h_0)$  при снижающихся промежуточных значениях  $\sigma_{сжп}$  находят  $\sigma_{сжн}$ , соответствующее одной из указанных зависимостей, проходящей через точку В (см. рис. 3) с координатами  $(h_{в0}; M_p)$ . Таким образом, устанавливается область применения ПК по пределу прочности пород  $\sigma_{сж} \in [\sigma_{сжн}; \sigma_{сжв}]$ .

Вектор основных параметров  $P_y$  при выборе ЭД можно описать следующим образом:  $P_y(P_{ном}(SN), n_{ном}, U_{ном}, N_k, I_{ном}, \text{габаритные размеры})$ , где  $P_{ном}(SN)$  – номинальная тепловая мощность в режиме  $SN$ ;  $U_{ном}, n_{ном}, I_{ном}$  – номинальные значения напряжения питания при частоте электросети  $f_c = 50$  Гц, частоты вращения ротора и тока;  $M_k$  – критический момент ЭД при  $U = U_{ном}$ .

Выбор ЭД должен осуществляться с учетом функциональных  $\Phi_r(M_{уст}, P_{ном}(SN))$  и параметрических  $\Pi_j$  (габаритные размеры, допускаемые по конструктивным соображениям) ограничений, где  $M_{уст} > M_p(u_p \eta_p)^{-1}$ ;  $P_{ном} > \frac{M_p n_{об.в.}}{9550 \eta_p}$ .

Здесь  $M_{уст}$  – оценка устойчивого момента ЭД в составе подсистемы ПИО, определяемая, например, по методике ДонНТУ [4, с. 174–178];  $u_p$  – требуемое передаточное число редуктора;  $\eta_p$  – оценочное значение КПД редуктора.

Габаритные размеры ЭД должны обеспечить расположение оси его ротора параллельно оси ИО, что позволяет избавиться от конической зубчатой передачи, обладающей рядом весьма существенных недостатков.

Вектор основных параметров  $P_y$  при проектировании редуктора определяется зависимостью:  $P_y(M_p, u_p, H_\omega, \text{габаритные размеры})$ .

При этом ограничения выглядят следующим образом:

- функциональные  $\Phi_i(K_n \geq [K_n], K_b \geq [K_b])$ , где  $K$  – запасы прочности ("п") и выносливости ("в") расчетные и требуемые (в квадратных скобках);

- параметрические  $\Pi_j$  (габаритные размеры, допускаемые по конструктивным соображениям).

Вектор основных параметров  $P_y$  при проектировании аппаратуры автоматизированного управления на основе ИЭ-компонент (ПЧ, РР), входящих в состав мехатронной подсистемы ПИО; определяется как  $P_y(I_y; f_1; U; \tau; [t])$ , где  $I_y$  – ток установки, соответствующий величине  $M_p$ ;

$f_1 \in [f_n; f_c]$  и  $U \in [U_n; U_c]$  – частота и действующее значение напряжения питания ЭД; при работе ЭД осуществляется одновременное, взаимосвязанное соответствующей зависимостью, регулирование этих параметров ниже номинального значения  $f_c$  и напряжения сети  $U_c$  в целях формирования рациональных искусственных статических характеристик [4, с. 222–228]; граничные значения  $f_1$  соответствуют границам регулирования параметра  $V_p \in [V_{pn}; V_{pb}]$ ;

$\tau = \tau_1 + \tau_2$ ;  $\tau_1$  и  $\tau_2$  – соответственно параметры, характеризующие быстродействие РР и ПЧ. Величина  $\tau$  должна обеспечивать реализацию критерия стабилизации при формировании прогнозируемого представительного значения скорости при изменении среднего уровня нагрузки;

$[t]$  – допускаемое значение температуры обмотки статора ЭД, являющееся функциональным ограничением  $\Phi_c$ , т.е.  $t \leq [t]$ .

При выполнении горизонтальных резов, а также вертикальных резов и самозарубке, если частота вращения ИО  $n_{об}$  достигнет граничных значений  $n_{об.н}$  или  $n_{об.в}$ , а величина тока  $I$  при этом будет соответственно ниже  $I_n$  или выше  $I_b$  (граничных значений  $I$ , соответствующих  $M_{pn}$  и  $M_{pb}$ ), то РР должен формировать управляющий сигнал, обеспечивающий соответственно сохранение  $n_{об}$  на уровне  $n_{об.н}$  или отключение ЭД от шахтной электросети для исключения возможного перегрева обмоток его статора.

Если будет наблюдаться систематическая перегрузка или недогрузка ЭД, то следует внести необходимые коррективы в значения  $H_{с0}$ .

*Минимизация критерия стабилизации теоретической производительности.* Следует отметить, что при перемещениях ИО будут наблюдаться определенные отклонения производительности  $Q_i = S_{ci} V_{ni}$  по отношению к  $Q_0$  из-за кинематических изменений скорости  $V_{ni}$ ; изменений  $S_{ci}$  вследствие реализации соответствующей криволинейной формы груди забоя в обеих плоскостях. Здесь  $V_{ni}$  и  $S_{ci}$  – скорость подачи и попереч-

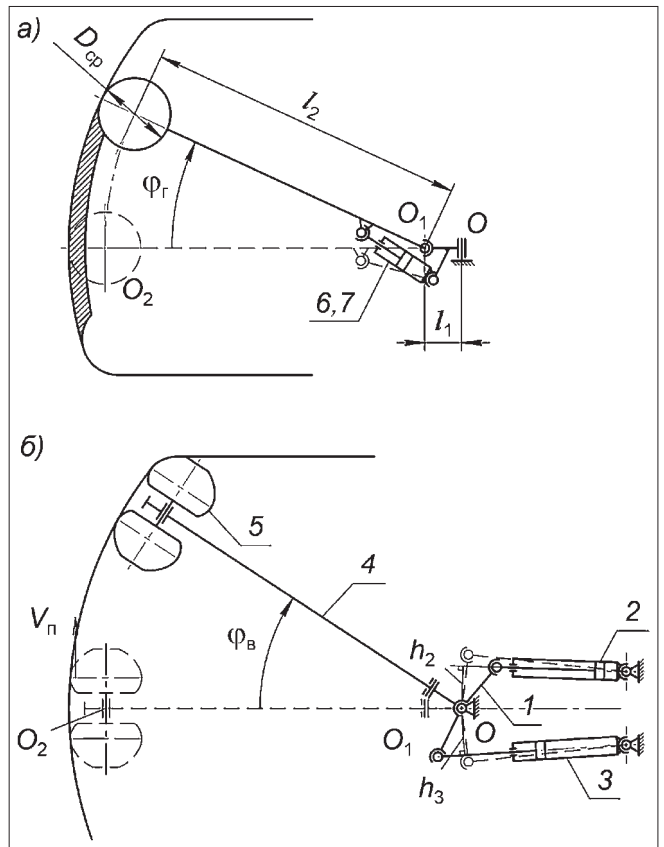


Рис. 4. Расчетная схема для определения скорости подачи ИО в горизонтальной плоскости:

$a - \varphi_g = 0^\circ$ ;  $b - \varphi_b = 0^\circ$

ная площадь вынимаемого слоя породы в процессе выполнения  $i$ -го бокового реза.

Расчетная схема для определения скорости  $V_{ni}$  приведена на рис. 4 [8]. Здесь обозначены: 1 – турель; 2, 3 – гидродомкраты для поворота турели в горизонтальной плоскости; 4 – рама стрелы; 5 – ИО; 6, 7 – гидродомкраты для поворота рамы стрелы в вертикальном направлении;  $h_2$ ,  $h_3$  – плечи соответствующих гидродомкратов.

Зависимость для определения текущего значения скорости подачи  $V_{ni}$  при повороте стрелы, например, вправо в процессе выполнения  $i$ -го горизонтального реза будет иметь следующий вид:

$$V_{ni} = \frac{Q_n [V_1 + (l_2 + 0,5D_{cp}) \cos \varphi_{bi}]}{h_2 S_{ш} + h_3 S_n}$$

где  $Q_n$  – подача насоса гидросистемы ПК, обеспечивающая перемещения стрелы;  $S_n$ ,  $S_{ш}$  – площади соответственно поршневой и штоковой полостей гидродомкратов 2 и 3.

Задача по стабилизации  $Q_i$  должна решаться путем минимизации предложенного безразмерного критерия стабилизации  $\Delta q_i = |k_{qi} - 1|$ .

$$\text{Здесь } k_{qi} = \frac{Q_i}{Q_0} = \frac{S_{ci} V_{ni}}{S_{c0} V_{n0}} = K_{stri} K_{vri} K_{sv0} K_{vb0};$$

$K_{stri} = S_{ci}/S_{c0i}$ ;  $K_{vri} = V_{ni}/V_{n0i}$  – коэффициенты, характеризующие изменения текущих значений  $S_{ci}$  и  $V_{ni}$  в процессе выполнения  $i$ -го горизонтального реза ( $\varphi_r \neq 0^\circ$ ) относительно численных значений данных параметров  $S_{c0i}$  и  $V_{n0i}$ , которым они равны в пределах рассматриваемого горизонтального реза при  $\varphi_r = 0^\circ$ ;

$K_{sv0} = S_{c0i}/S_{c0}$ ;  $K_{vb0} = V_{n0i}/V_{n0}$  – коэффициенты, характеризующие изменения соответственно величин  $S_{c0i}$  и  $V_{n0i}$  относительно их номинальных значений (при  $\varphi_r = \varphi_b = 0^\circ$ ).

При увеличении  $|\varphi_r|$  имеет место определенное повышение  $K_{vri}$  (из-за уменьшения плеч  $h_2$  и  $h_3$ ), при увеличении  $|\varphi_b|$  определенным образом снижается  $K_{vb0}$  (из-за уменьшения параметра  $[(l_1 + 0,5D_{cp})\cos\varphi_b]$ ) [8].

Поскольку  $K_{vri}$  и  $K_{vb0}$  однозначно определяют кинематикой подсистемы подвески и перемещения ИО, т.е. строго привязаны к конструкции ПК, а величина коэффициента  $K_{stri}$  также заведомо определяется соответствующей формой груди забоя, то рассматриваемая задача по стабилизации  $Q_i$  должна решаться на основе варьирования величиной коэффициента  $K_{sv0}$  за счет подбора соответствующих значений пошагово изменяемой величины угла  $\Delta\varphi_{bi}$  (см. рис. 2). При этом при повышении  $|\varphi_b|$  необходимо увеличивать  $|\Delta\varphi_{bi}|$ . Задаваемые значения  $\Delta\varphi_{bi}$  должны обрабатываться подсистемой автоматизированного управления. Необходимо подчеркнуть, что величины коэффициентов  $K_{stri}$  и  $K_{vri}$  в пределах каждого  $i$ -го горизонтального реза изменяются разнонаправленно, что благоприятно влияет на стабилизацию  $Q_i$ .

Как показывает анализ, предложенный способ стабилизации  $Q_i$  является достаточно эффективным. Он позволяет реализовать минимальные значения критерия  $\Delta q_i$ , не превышаю-

щие 0,15 на основной части площади сечения выработки (за исключением нижнего и верхнего резов).

### Выводы и направление дальнейших исследований

Разработанные концептуальные положения и математическая модель предназначены для оптимального проектирования мехатронных ПК с высокими макроуровневыми показателями для конкретных условий эксплуатации. Дальнейшие исследования должны быть направлены на разработку рациональной S-модели рассматриваемого ПК, характеризующейся высокой степенью функционально-структурной синергетической интеграции.

### Список литературы

1. Мизин В.А. Обоснование структуры и параметров системы подвески телескопического стреловидного исполнительного органа проходческого комбайна. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Донецк: ДонНТУ, 2007. 21 с.
2. ДСТУ 4520:2006. Комбайни шахтні прохідницькі зі стріловидним виконавчим органом. Загальні технічні умови. Чинний від 01.07.2007. Київ: Держспоживстандарт України, 2007. 19 с.
3. Горбатов П.А. Научные основы разработки мехатронных подсистем приводов исполнительных органов проходческих комбайнов // Горные машины и автоматика. 2004. № 7. С. 42–44.
4. Горные машины для подземной добычи угля / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкин, Н.М. Лысенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев. Донецк: ДонНТУ, 2006. 669 с.
5. Егоров О.Д., Подураев Ю.В. Конструирование мехатронных модулей. М.: Станкин, 2005. 368 с.
6. Горбатов П.А., Косарев В.В., Стадник Н.И. Концептуальная характеристика сложных горных машин как мехатронных систем // Научн. тр. ДонНТУ. Вып. 104. Сер. Горно-электромеханическая. Донецк: ДонНТУ, 2006. С. 53–61.
7. Семенченко А.К. Научные основы многокритериального синтеза горных машин как пространственных многомассовых динамических систем переменной структуры. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Донецк: ДонГТУ, 1997. 33 с.
8. Горбатов П.А., Хищенко Н.В., Кислун А.В. Установление рациональных параметров обработки забоя проходческим комбайном с мехатронной подсистемой привода // Науч. тр. Междун. науч.-техн. конф. "Горное оборудование–2005". Донецк: ДонНТУ, 2005. С. 46–53.



**О.В. Витушко**, канд. техн. наук, ООО "Шахтстроймонтаж", г. Донецк, Украина, **Н.А. Никифорова**, канд. техн. наук, Национальная металлургическая академия Украины, **Е.В. Семененко**, канд. техн. наук, Институт геотехнической механики НАН Украины, г. Днепрпетровск, Украина

E-mail: evs\_igtm@mail.ru

## Усовершенствование методики расчета гидравлического уклона пульпы при гидротранспорте отходов обогащения

*Предложен универсальный метод расчета гидравлического уклона при гидротранспорте полидисперсных твердых материалов, позволяющий повысить точность расчетов за счет учета зависимости дополнительного гидравлического уклона, обусловленного присутствием в гидросмеси мелких частиц, от коэффициента гидравлического сопротивления.*

**Ключевые слова:** гидротранспорт, гидравлический уклон, полидисперсный материал, коэффициент гидравлического сопротивления.

**O.V. Vitushko, N.A. Nikiforova, E.V. Semenenko**

## The Improvement of Calculation Procedure of Pulp Hydraulic Gradient During Hydrotransport of Cleaning Rejects

*The universal method of hydraulic gradient calculation during hydrotransport of polydisperse solid materials is offered, which allows calculations accuracy rise at the expense of accounting of dependence of complementary hydraulic gradient stipulated by fine particles presence in slurry on drag coefficient.*

**Keywords:** hydrotransport, hydraulic gradient, polydisperse material, drag coefficient.

Трубопроводный транспорт получил широкое распространение в горной, металлургической, строительной, химической промышленности, сельском хозяйстве и других отраслях благодаря своей высокой производительности, непрерывности процесса перемещения грузов и другим достоинствам; он является неотъемлемой частью многих технологических процессов. Соблюдение современных требований экологической безопасности при гидротранспортировании минерального сырья на горных предприятиях предполагает как можно меньший объем потребления воды, а экономические факторы вынуждают искать пути снижения энергоемкости процесса гидротранспортирования. Энергоемкость выбранных режимов работы гидротранспортных установок напрямую зависит от точности расчетов параметров гидротранспорта. Существует большое количество методик таких расчетов [1–6], однако применение большей части из них ограничено условиями экспериментов, на основании которых они разрабатывались. Одной из наиболее используемых на территории стран СНГ методик расчета параметров гидротранспорта является методика А.Е. Смолдырева, удобная в применении и позволяющая

учитывать полидисперсность транспортируемого материала. Однако существенным недостатком этой методики является значительный интервал изменения эмпирических констант, для выбора значений которых однозначные рекомендации отсутствуют. Например, для расчета по этой методике гидравлического уклона в случае гидротранспортирования полидисперсного материала максимально возможное значение эмпирического коэффициента, которому пропорционален вклад частиц крупностью от 0,16 до 2 мм, превышает его минимально возможное значение в полтора раза. То есть относительная погрешность при расчете потерь напора, обусловленных наличием частиц такой крупности, может достигать 50 %.

Целью статьи является усовершенствование методики А.Е. Смолдырева в области расчета гидравлического уклона при гидротранспортировании отходов обогащения.

Гидравлический уклон (удельные потери напора) является важным расчетным параметром, позволяющим оценить энергоемкость процесса гидротранспортирования, при выборе режимов работы гидротранспортных установок, транспортирующих твердые материалы. При этом по

формуле Дарси-Вейсбаха рассчитывается гидравлический уклон при течении несущей жидкости, а условия обтекания частиц жидкостью и их взаимодействие со стенкой трубы учитываются дополнительным гидравлическим уклоном, который обусловлен потерями напора на взвешивание и транспортирование жидкостью твердых частиц. Для расчета гидравлического уклона при гидротранспортировании полидисперсных материалов одной плотности, не превышающей 2650 кг/м<sup>3</sup>, А.Е. Смолдырев [2, 3] рекомендует следующую формулу:

$$i = i_0 \left( 1 + \frac{\text{Ar}(1-S_1)}{(1+\text{Ar}S_1)} S_1 \right) + \left( c_0 S_2 \frac{w}{v} \sqrt{\frac{D}{d_{cp}}} + f S_3 \right) \frac{\text{Ar}(1-S_1)}{(1+\text{Ar}S_1)}; \quad (1)$$

$$\text{Ar} = \frac{\rho_s - \rho_0}{\rho_0}; \quad w = w_0 (1-S_1)^n;$$

$$w_0 = \text{Ar} \left( \frac{d_{cp}}{1,47} + \frac{t}{52} - 0,5 \right); \quad n = 5 - \lg \left( \frac{d_{cp} w_0}{v_0} \right); \quad d_{cp} = \sum d_i q_i,$$

где  $i$  – гидравлический уклон при течении гидросмеси, м вод.ст./м;  $i_0$  – гидравлический уклон при течении несущей жидкости, м вод.ст./м;  $c_0$  – безразмерная эмпирическая константа; изменяется от 0,3 до 0,45;  $v$  – средняя расходная скорость потока пульпы, м/с;  $D$  – диаметр трубопровода, м;  $d_{cp}$  – средневзвешенный диаметр частиц мелкой фракции, м;  $w$  – скорость стесненного падения частиц мелкой фракции, м/с;  $w_0$  – скорость свободного падения частиц мелкой фракции, м/с;  $t$  – температура пульпы, °С;  $d_i$  – средняя крупность  $i$ -й фракции в составе мелких частиц, м;  $q_i$  – массовая доля  $i$ -й фракции в составе мелких частиц, доли ед.;  $S_1, S_2, S_3$  – объемные концентрации соответственно тонких (с крупностью менее 0,16 мм), мелких (с крупностью от 0,16 до 2 мм) и кусковых (с крупностью более 2 мм) фракций;  $f$  – обобщенный коэффициент трения частиц о нижнюю стенку трубы;  $\text{Ar}$  – параметр Архимеда транспортируемого материала;  $\rho_s$  – плотность транспортируемого материала, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_0$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $v_0$  – кинематический коэффициент вязкости воды, м<sup>2</sup>/с.

С учетом предлагаемого в методике А.Е. Смолдырева разделения частиц транспортируемого материала на классы крупности формулу (1) можно представить в виде

$$i = i_0 + i_1 + i_2 + i_3;$$

$$i_1 = i_0 \frac{\text{Ar}(1-S_1)}{(1+\text{Ar}S_1)} S_1; \quad i_2 = c_0 S_2 \frac{w}{v} \sqrt{\frac{D}{d_{cp}}} \frac{\text{Ar}(1-S_1)}{(1+\text{Ar}S_1)}; \quad (2)$$

$$i_3 = f S_3 \frac{\text{Ar}(1-S_1)}{(1+\text{Ar}S_1)},$$

где  $i_1, i_2, i_3$  – дополнительные гидравлические уклоны, обусловленные наличием в гидросмеси соответственно тонких, мелких и кусковых частиц.

Таким образом, дополнительный гидравлический уклон, обусловленный наличием в гидросмеси частиц каждого класса крупности, выражается отдельным слагаемым.

Формула А.Е. Смолдырева для расчета дополнительного гидравлического уклона, обусловленного присутствием частиц мелких классов крупности, может быть представлена в виде

$$i_2 = c \frac{\text{Fr}_w}{\text{Fr}} m(S, \text{Ar}); \quad \text{Fr}_w = \frac{w}{\sqrt{g d_{cp}}}; \quad \text{Fr} = \frac{v}{\sqrt{g D}}, \quad (3)$$

где  $c$  – эмпирический коэффициент;  $m(S, \text{Ar})$  – параметр, зависящий от плотности и концентрации транспортируемого материала;  $\text{Fr}_w$  – критерий Фруда для частиц транспортируемого материала;  $\text{Fr}$  – критерий Фруда для потока пульпы в трубопроводе;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

При этом, согласно данным А.Е. Смолдырева, значение  $c$  изменяется в широких пределах и зависит от скорости, диаметра трубопровода, плотности и крупности транспортируемых частиц. Для изучения вида зависимости дополнительного гидравлического уклона, вызванного наличием мелких частиц, от скорости потока были обработаны данные экспериментальных исследований А.Е. Смолдырева [4] (см. таблицу).

Данные в работе [4] были представлены в виде графических зависимостей гидравлического уклона пульпы и воды от скорости течения. Обработка экспериментальных данных проводилась по следующей методике. На первом этапе для каждого значения скорости по графикам определяли величины гидравлического уклона пульпы и воды. На втором этапе по формулам (2) из методики А.Е. Смолдырева [2, 3] рассчитывали величины гидравлического уклона для тонких и кусковых частиц. На третьем этапе гидравлический уклон, вызванный наличием мелких частиц, рассчитывали исходя из формулы (2). На последнем этапе зависимости, полученные для  $i_2$ , аппроксимировали методом наименьших квадратов функцией вида

$$i_2 = m v^k, \quad (4)$$

Результаты обработки экспериментальных данных [4]

Материал (см. далее рис. 1, 2)	Плотность твердых частиц, кг/м <sup>3</sup>	Объемная доля частиц	Диаметр, мм		Массовые доли частиц в материале <sup>1</sup>	Показатель степени в формуле (4)
			частиц	трубы		
1	1650	0,125	0,73	409	0,66/0,33/0,01	-1,2717
2	1650	0,153	0,73	409	0,66/0,33/0,01	-0,6793
3	1650	0,055	0,73	357	0,66/0,33/0,01	1,7693
4	1650	0,140	0,73	357	0,66/0,33/0,01	-0,0954
5	1650	0,140	0,91	409	0,34/0,32/0,34	-0,9496
6	1650	0,200	0,91	409	0,34/0,32/0,34	-1,2613
7	1650	0,140	0,91	357	0,34/0,32/0,34	-0,8137
8	1650	0,200	0,91	357	0,34/0,32/0,34	-0,6819
9	1650	0,140	1,24	409	0,18/0,25/0,57	-0,9240
10	1650	0,200	1,24	409	0,18/0,25/0,57	-1,5686
11	1650	0,140	1,24	357	0,18/0,25/0,57	-0,7764
12	1650	0,200	1,24	357	0,18/0,25/0,57	-0,8656

<sup>1</sup>Первой указывается массовая доля тонких частиц, затем – мелких и кусковых.

где  $m$  – величина, зависящая от параметров материала;  $k$  – показатель степени (см. таблицу).

В формулах (1) и (2) параметр  $v$  имеет показатель степени  $k = -1$ . Однако из таблицы видно, что значение  $n$  отличается от  $-1$  во всех случаях. Это указывает на нераскрытую зависимость эмпирического коэффициента  $c_0$  от скорости пульпы. При этом рекомендации А.Е. Смолдырева относительно выбора значения  $c_0$  свидетельствуют о зависимости этого коэффициента также и от диаметра трубопровода [2, 4]. Зависимость величины  $c_0$  одновременно от скорости пульпы и диаметра трубопровода указывает на ее зависимость от критерия Рейнольдса. Некоторые исследователи [1, 6] указывают, что при транспортировании частиц крупностью от 0,2 до 2 мм величина дополнительного гидравлического уклона определяется отношением гидравлической крупности частиц к амплитуде вертикальных турбулентных пульсаций, поскольку от этого отношения зависит возможность взвешивания транспортируемых частиц. Результаты экспериментальных исследований турбулентных напорных потоков в трубах [5, 6] показывают, что величина средней амплитуды вертикальных турбулентных пульсаций в круглой трубе пропорциональна средней расходной скорости потока и коэффициенту гидравлического сопротивления, зависящему от числа Рейнольдса. В формуле (3) зависимость от скорости потока представлена в явном виде, тогда как зависимость от коэффициента гидравлического сопротивления, как и от многих других факторов, учитывается эмпирическим коэффициентом.

Таким образом, можно сделать следующий вывод: при транспортировании частиц крупно-

стью от 0,2 до 2 мм величина дополнительного гидравлического уклона прямо пропорциональна отношению гидравлической крупности частиц к эффективной амплитуде вертикальных турбулентных пульсаций. При этом по данным [5, 6] эффективная амплитуда вертикальных турбулентных пульсаций может быть рассчитана по формуле

$$v = K\sqrt{\lambda}V, \quad (5)$$

где  $v$  – эффективная амплитуда вертикальных турбулентных пульсаций;  $K$  – коэффициент пропорциональности, в частности для вертикальной пульсации  $K = 0,371$  [6];  $\lambda$  – коэффициент гидравлических сопротивлений.

Если сопоставить формулу (5) с зависимостями для расчета дополнительного гидравлического уклона (1) и (2), то становится очевидным, что в методике А.Е. Смолдырева в эмпирические коэффициенты входит переменная  $1/\sqrt{\lambda}$ , а значит, величина  $c$  в формуле (3) зависит от коэффициента гидравлического сопротивления. С учетом этого вместо (3) предложена следующая зависимость:

$$i_2 = \frac{c'}{\sqrt{\lambda}} \frac{Fr_w}{Fr} m(S, Ar), \quad (6)$$

где  $c'$  – новый эмпирический коэффициент.

Значения эмпирических констант  $c$  и  $c'$  рассчитывали по следующим формулам:

$$c = (i - i_0 - i_1 - i_3) \frac{v}{m}; \quad (7)$$

$$c' = (i - i_0 - i_1 - i_3) \frac{v}{m} \sqrt{\lambda}. \quad (8)$$

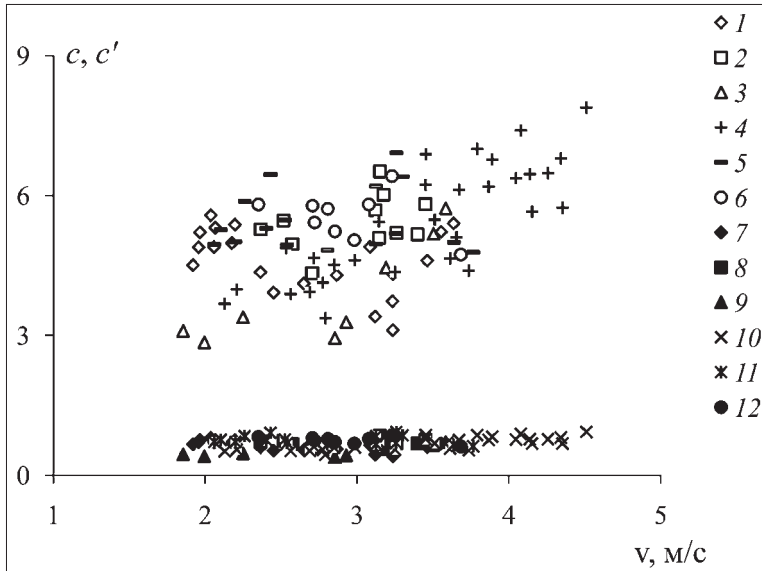


Рис. 1. Зависимость эмпирических констант  $c$  и  $c'$  от скорости пульпы, рассчитанных для материалов № 1–6 (см. таблицу):

1 –  $c$  № 1; 2 –  $c$  № 2; 3 –  $c$  № 3; 4 –  $c$  № 4; 5 –  $c$  № 5; 6 –  $c$  № 6; 7 –  $c'$  № 1; 8 –  $c'$  № 2; 9 –  $c'$  № 3; 10 –  $c'$  № 4; 11 –  $c'$  № 5; 12 –  $c'$  № 6

При расчетах по формулам (7) и (8) значения величин  $m$ ,  $i_1$  и  $i_3$  определяли в соответствии с методикой А.Е. Смолдырева, величина  $\lambda$  рассчитывалась по данным экспериментов [4] как  $\lambda = \frac{2gDi_0}{v^2}$ , а значения  $i$  и  $i_0$  были получены при

обработке графических зависимостей гидравлического уклона пульпы и воды от скорости течения, приведенных в [4]. Зависимости коэффициентов  $c$  и  $c'$  от скорости потока для материалов, представленных в таблице, показаны на рис. 1 и 2 (в подрисуночных подписях к рис. 1 и 2 рядом с

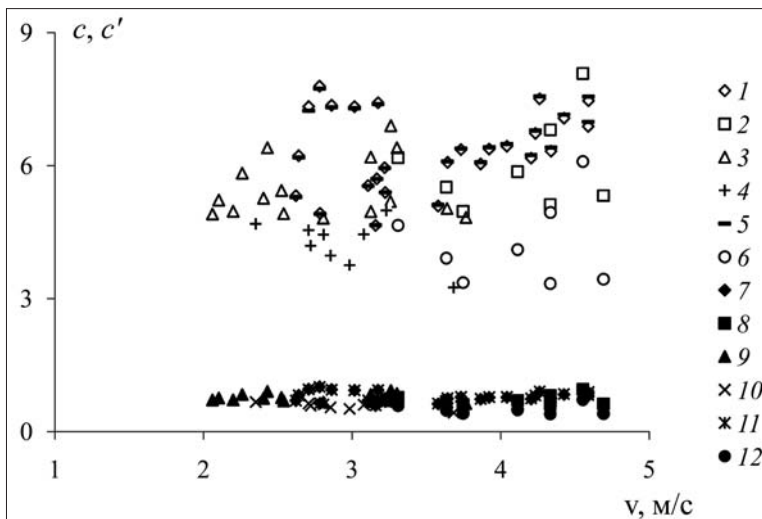


Рис. 2. Зависимость эмпирических констант  $c$  и  $c'$  от скорости пульпы, рассчитанных для материалов № 7–12 (см. таблицу):

1 –  $c$  № 7; 2 –  $c$  № 8; 3 –  $c$  № 9; 4 –  $c$  № 10; 5 –  $c$  № 11; 6 –  $c$  № 12; 7 –  $c'$  № 7; 8 –  $c'$  № 8; 9 –  $c'$  № 9; 10 –  $c'$  № 10; 11 –  $c'$  № 11; 12 –  $c'$  № 12

коэффициентами  $c$  и  $c'$  указаны номера материалов в таблице).

На этих рисунках видно, что коэффициент  $c$  зависит как от гранулометрического состава материала, так и от скорости потока, тогда как коэффициент  $c'$  от этих факторов практически не зависит, что позволяет сделать вывод об инвариантном отношении скорости и гранулометрического состава в виде полученной зависимости и, как следствие этого, об ее универсальности.

С учетом выявленной зависимости от коэффициента гидравлических сопротивлений для определения дополнительного гидравлического уклона, обусловленного наличием в гидросмеси мелких частиц, предлагается формула

$$i_2 = \sqrt{\frac{D}{d_{cp}}} \frac{\text{Ar}(1-S_1)}{(1+\text{Ar}S_1)} S_2 \frac{w}{v} \frac{0,71}{\sqrt{\lambda}} \quad (9)$$

Предлагаемое усовершенствование методики А.Е. Смолдырева позволяет существенно повысить точность расчетов, так как разница между максимальным и минимальным абсолютными значениями эмпирической константы была уменьшена в 14 раз или, если рассматривать величины, отнесенные к средним значениям (см. рис. 1 и 2), в 1,75 раза. А поскольку эмпирический коэффициент 0,71 в предложенной формуле (9) не зависит от гранулометрического состава транспортируемого материала, то это особенно важно в тех случаях, когда материал в процессе гидротранспортирования пропитывается несущей жидкостью или подвергается дезинтеграции. Предложенная модернизация формулы А.Е. Смолдырева открывает перспективу для усовершенствования соответствующей методики расчета критической скорости гидротранспортирования, в которой эмпирические константы также варьируются в широких пределах.

#### Список литературы

1. **Обоснование** параметров и режимов работы систем гидротранспорта горных предприятий // Ю.Д. Баранов, Б.А. Блюсс, Е.В. Семенов, В.Д. Шурыгин. Днепропетровск: Новая идеология, 2006. 416 с.
2. **Смолдырев А.Е.** Трубопроводный транспорт. М.: Недра, 1980. 390 с.
3. **Смолдырев А.Е.** Гидро- и пневмотранспорт в металлургии. М.: Металлургия, 1985. 383 с.
4. **Силин Н.А., Витошкин Ю.К.** Гидротранспорт угля по трубам и методы его расчета. К.: Изд-во АН УССР, 1964. 88 с.
5. **Медников Е.П.** Турбулентный перенос и осаждение аэрозолей. М.: Наука, 1981. 175 с.
6. **Надежность** и долговечность напорных гидротранспортных систем / Л.И. Махарадзе, Т.Ш. Гочиташвили, Д.Г. Сулаберидзе, Л.А. Алехин. М.: Недра, 1984. 119 с.

УДК 621.634

**Н.Н. Петров**, д-р техн. наук, гл. науч. сотр., **Е.Ю. Грехнёва**, асп., ИГД СО РАН, **И.А. Козулин**, асп., Новосибирский государственный университет, г. Новосибирск

E-mail: vau@ngs.ru

### Доработка параметров и освоение производства нового ряда осевых вентиляторов серии ВО для главного проветривания шахт

---

*Рассмотрены вопросы разработки аэродинамических схем, проектирования и создания осевых вентиляторов главного проветривания шахт. Приведены материалы разработки новой аэродинамики осевых вентиляторов серии ВО, состояние производства и использования в системах главного проветривания шахт и рудников.*

**Ключевые слова:** осевой вентилятор, проветривание шахт, аэродинамические схемы.

**N.N. Petrov, E.Yu. Grehneva, I.A. Kozulin**

### The Improvement of Parameters and Launching the Production of New Row of Axial-flow Fans (Series VO) for Main Mine Ventilation

---

*In this paper the problems of development of aerodynamic schemes, planning and creation of axial fans of main ventilation of mine are considered.*

*The facts of development of new aerodynamics of axial fans (series VO), state of manufacturing and using in main ventilation systems of mines are given.*

**Keywords:** axial-flow fan, mine ventilation, aerodynamic schemes.

Улучшение систем шахтной вентиляции чрезвычайно актуально. Исследования [1] показывают, что параметры проветривания шахт за срок службы изменяются в широких пределах. Указанные изменения должны компенсироваться путем адаптации вентиляторной установки к изменившейся характеристике вентиляторной сети и параметрам проветривания. В этой связи вентиляторы и установки главного проветривания должны обладать свойствами адаптивности к изменению характеристики вентиляционных систем за срок службы шахты и при этом обеспечивать достаточные регулировочные характеристики в зависимости от фактического газовыделения и пылеобразования в шахте. Кроме того, вентиляторная установка должна обеспечивать эффективное реверсирование вентиляционной струи за ограниченное время.

История развития вентиляторостроения в СССР и России содержит ряд этапов, начиная с первых работ ЦАГИ им. Н.Е. Жуковского в период 30–40 гг. прошлого века.

Традиционно разработка вентиляторов на заданные технические требования, в том числе

вентиляционные параметры, начинается с разработки его аэродинамической схемы, поэтому на разных этапах в ЦАГИ и других научных учреждениях страны в разное время были разработаны аэродинамические схемы ОВ (для вентиляторов ОДВ, ВУПД и др.), схема К-06 (вентиляторы серии ВОКД), схема ОВ-84 для вентиляторов серии ВОД, которые находятся в производстве до настоящего времени.

Необходимо отметить, что указанные вентиляторы, как правило, двухступенчатого исполнения с профильными (телесными) лопатками с диаметром рабочего колеса от 1500 до 5000 мм изготавливаются без использования высококачественных материалов, поэтому предельные окружные скорости, которые удалось получить на вентиляторах серии ВОД, не превышают 78,8 м/с. По указанной причине отечественные вентиляторы отличаются высокой удельной металлоемкостью и чрезмерно большими габаритами.

Указанные вентиляторы не обеспечивают возможности регулирования на ходу режима воз-

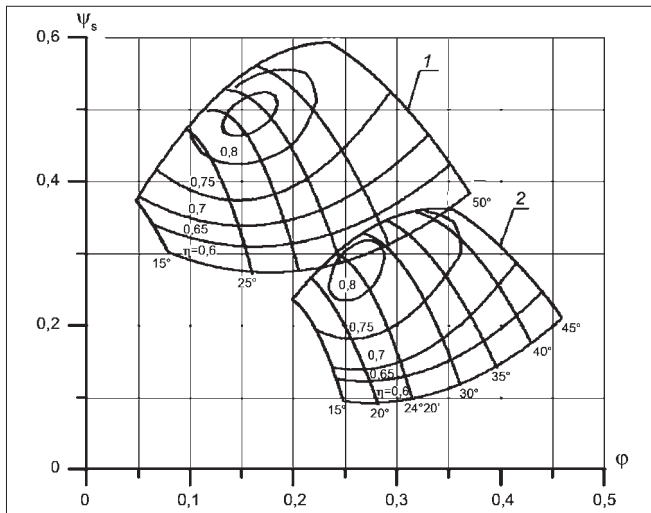


Рис. 1. Безразмерные аэродинамические характеристики вентиляторов серии ВО:

1 – схема AM-17A; 2 – схема AM-19A;  $\psi_s$  – коэффициент статического давления вентилятора;  $\phi$  – коэффициент производительности вентилятора

духоподачи, плохо реверсируются, а также имеют ряд других недостатков.

В этой связи в 1960-х гг. в Томском политехническом институте, ИГД СО РАН и за рубежом были начаты работы по созданию осевых вентиляторов с поворотными на ходу лопатками рабочего колеса, которые реверсируются путем их разворота на угол 42...135°.

Как известно, установки с вентиляторами ВОКД реверсируются посредством обводных каналов, а с вентиляторами ВОД – путем выключения вентилятора, изменения направления его вращения и поворота лопаток спрямляюще-направляющего (СНА) и спрямляющего (СА) аппаратов вентилятора. Поэтому надежность таких

установок, особенно в режиме реверсирования, недостаточна.

Анализ различных способов регулирования и реверсирования вентиляторов, основанный на отечественном и зарубежном опыте, показывает, что требуемые диапазоны подач, давлений и скорости их изменения могут быть наиболее эффективно обеспечены осевыми вентиляторами с поворотными на ходу лопатками рабочих колес [2].

Зарубежные фирмы "Турмаг", "Турболюфт-техник" и "Динглер" (Германия), "Нордиск" (Дания), "Дэвидсон Сирокко", "AEREX LTD" (Англия) и другие в 1960-е гг. начали работы по указанным вентиляторам и к настоящему времени изготавливают осевые вентиляторы с поворотными на ходу лопатками рабочего колеса (РК).

При создании вентиляторов нового технико-экономического уровня необходима новая аэродинамическая схема, обеспечивающая получение заданных аэродинамических, акустических, весовых и габаритных параметров при высоком КПД.

Разработка нового ряда осевых вентиляторов выполнена на основе двух аэродинамических схем (М-17 и М-19), расчетные параметры которых определялись из условия оптимального покрытия поля вентиляционных режимов расчетными вентиляционными параметрами. При этом их безразмерные характеристики были получены экспериментально [3]. Для повышения производительности и давления вентиляторов был осуществлен перенос безразмерных аэродинамических характеристик для схемы М-17 в область максимально возможного давления, для схемы М-19 – в область максимально высокой производительности, с учетом условия устойчивой работы вентилятора на границах возможных режимов.

В результате были получены безразмерные характеристики аэродинамических схем AM-17A (высоконапорной) и AM-19A (высокорасходной), показанные на рис. 1.

Параметры регулируемого на ходу поворотом лопаток РК осевого вентилятора определяются по расчетным значениям коэффициентов теоретического давления  $\psi_t$ , осевой скорости  $\phi_a$ , при известном относительном диаметре втулки лопаточного венца  $v = d/D$ , где  $d$  и  $D$  – диаметры втулки и РК соответственно, геометрией лопаток РК, а также требованиями к реверсированию воздушного потока и уровню шума.

Геометрия лопаток РК и СА, обеспечивающих необходимые аэродинамические показатели вентилятора  $\psi_t$  и  $\phi_a$ , определяется решением обратной задачи

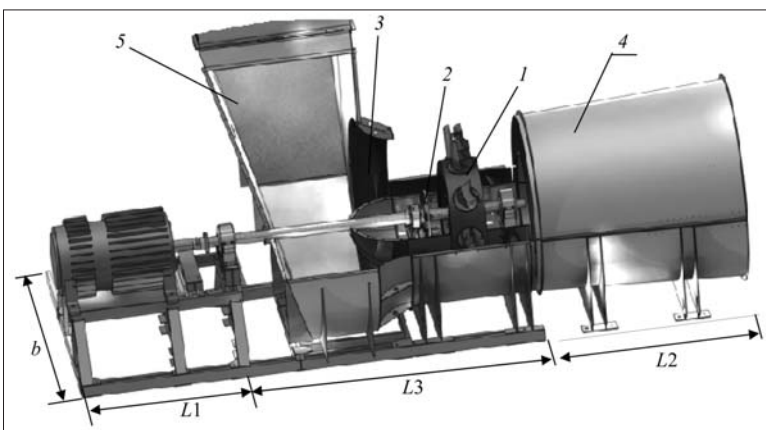


Рис. 2. Агрегат с вентиляторами серии ВО:

1 – РК вентилятора; 2 – механизм поворота лопаток РК; 3 – коллектор-обтекатель; 4 – диффузор вентилятора; 5 – входная коробка вентилятора

Типы и основные характеристики вентиляторов серии ВО

Тип вентилятора	Частота вращения $n$ , мин <sup>-1</sup>	Мощность привода, кВт	Размеры, мм (см. рис. 2)				Предельные аэродинамические параметры	
			$L_1$	$L_2$	$L_3$	$b$	max расход $Q$ , м <sup>3</sup>	max статическое давление $P_s$ , даПа
ВО-18К	1000	360	4860	2250	3060	2000	115	290
ВО-21К	1000	500	5670	2625	3570	2300	140	240
ВО-24К	750	630	6480	3000	4000	2600	220	330
ВО-30К	750	1250	8100	3750	5100	3250	400	475
ВО-36К	600	2500	9720	4500	6120	3800	540	440
ВО-43К	600	4800	11700	5500	7250	4500	920	625
ВО-50К	500	6500	13700	6400	8500	5250	1150	410

теории решеток. Для численного решения задачи используется метод дискретных вихрей [4], в котором осуществляется переход от непрерывных распределений параметров потока и других величин по пространству и процессов их изменения во времени к дискретным.

Новый ряд осевых вентиляторов серии ВО в процессе разработки, освоения производства и опытной эксплуатации в составе трех вентиляторных установок (шести вентиляторов) прошел три модернизации, при которых осуществлен переход от рычажного механизма поворота лопаток к реечному, отказ от трансмиссионных валов и верхний забор воздуха (рис. 2). Это позволило повысить надежность вентиляторных агрегатов, сократить их габариты и стоимость строительных сооружений установок.

Новый размерный ряд включает машины диаметром 1800, 2100, 2400, 3000, 3600, 4300 и 5000 мм, массо-габаритные характеристики и предельные расчетные аэродинамические параметры которых приведены на рис. 2, 3 и в таблице.

Использование регулируемых и реверсивных на ходу вентиляторов серии ВО позволит создавать системы автоматического управления и проветривания шахт, которые, судя по опыту ведущих угледобывающих стран (Австрия, США и др.), обеспечивают снижение на два порядка ве-

роятности загазования и взрывов метана в шахтах.

Производство вентиляторов ВО-21К и ВО-24К (рис. 3, см. 3-ю стр. обложки) диаметром соответственно 2100 и 2400 мм освоено на двух заводах РФ. Они работают на установках двух шахт Кузбасса и трех рудниках Восточной Сибири и Дальнего Востока.

Рабочая конструкторская документация на машины ВО-18К и ВО-30К передана на заводы-изготовители. Проектно-конструкторская документация на машины ВО-43К и ВО-50К диаметром соответственно 4300 и 5000 мм разрабатывается.

#### Список литературы

1. Попов Н.А., Петров Н.Н. Новые главные вентиляторные установки с реверсивными и регулируемыми на ходу осевыми вентиляторами для шахт и рудников // Горные машины и автоматика. 2001. № 2. С. 28–30.
2. Петров Н.Н., Попов Н.А., Батяев Е.А., Новиков В.А. Теория и проектирование реверсивных осевых вентиляторов с поворотными на ходу лопатками рабочего колеса // ФТПРПИ. 1999. № 5. С. 79–92.
3. Клепаков И.В., Руденко В.А. Разработка нового ряда шахтных осевых вентиляторов главного проветривания // Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок. Донецк: ВНИИГМ им. М.М. Федорова, 1986. С. 110–121.
4. Белоцерковский С.М. Тонкая несущая поверхность в дозвуковом потоке газа. М.: Наука, 1965. 244 с

## Наземное расположение многоканатных подъемных машин: особенности расчета и проектирования

*Наземное расположение многоканатных подъемных машин требует новых подходов к вопросам расчета и проектирования подъемных установок. В частности, изменяется угол обхвата канатопроводящих шкивов и соответственно расчет коэффициента безопасности против скольжения.*

**Ключевые слова:** многоканатные подъемные машины, наземное расположение, коэффициент безопасности против скольжения.

Yu.V. Popov, V.V. Nevolin

## The Ground Situated Multirope Hoisting Gears: Peculiarity of the Rate and Project

*It's necessary to have a new view on the methodic of rate and project of the ground situated multirope hoisting gears. In particular, the envelope angle is changing, and, so, the rate of the safety anti-creep factor is also changing.*

**Keywords:** multirope hoisting gears, ground situation, safety anti-creep factor.

Шахтный ствол является основной транспортной артерией шахты и зачастую служит единственным связующим звеном между подземными выработками и поверхностью. Основным и наиважнейшим звеном современного транспортного комплекса шахты является шахтная подъемная установка, от правильного выбора и проектирования которой зависит эффективность работы всего горно-добывающего предприятия.

Сегодня в мире сложилась тенденция отказа от стандартизированных типоразмеров подъемных машин (ПМ) и оборудования и создания подъемного оборудования, привязанного к конкретным условиям эксплуатации, доказавшая уже свою эффективность и за рубежом, и на территории России.

Следствием поиска путей повышения эффективности шахтного подъема, и во многом благодаря развитию по пути индивидуализации подъемных машин, является все растущее применение многоканатных шахтных подъемных машин наземного расположения. Многоканатный подъем имеет ряд неоспоримых преимуществ перед одноканатным подъемом: более приемлемая динамика подъема и, как следствие меньшее энергопотребление, гораздо меньшие габаритные размеры и в целом меньшие капитальные затраты на строительство и эксплуатацию подъемного комплекса и т.д. Один из возможных и существенных недостатков многока-

натного подъема – необходимость постройки башенного копра. Однако в современных условиях без копра можно обойтись при расположении многоканатной машины на нулевой отметке. При этом не только не требуется строительства башенного копра, но и возможен монтаж подъемной машины одновременно с проходкой ствола, что значительно сокращает сроки запуска ствола в эксплуатацию.

Несмотря на активное внедрение многоканатных подъемных машин, проблемы проектирования подъемных комплексов с такими машинами до сих пор слабо освещены в печати. Фактически отсутствует четкая теоретическая основа на базе научных исследований для рационального проектирования многоканатных подъемных машин с ее наземным расположением. В России и странах СНГ горных предприятий, в эксплуатации которых находятся наземные многоканатные подъемные машины, буквально единицы, и информация по опыту их работы и основным проблемам, возникающим при эксплуатации, становится достоянием, как правило, одного конкретного горно-добывающего предприятия и фирмы-поставщика оборудования. Все изложенное выше препятствует внедрению многоканатных подъемных машин наземного расположения.

Очевидно, что в случае наземного расположения подъемной машины появляется ряд особенностей, требующих специального рассмотрения. Схема подъема при наземном расположении



подъемной машины значительно отличается от схемы при ее башенной установке, так как появляется ряд новых элементов, в частности копровых шкивов, струны каната (рис. 1). Эти элементы вносят новые реалии, которые не учитываются в существующих методиках расчета.

Появление струны каната заставляет по-новому оценивать угол обхвата канатоведущего шкива. При этом у копровых шкивов появляется новая функция – формирование угла обхвата канатоведущего шкива. Следовательно, взаимное расположение подъемной машины и копровых шкивов, а по сути, расположение ПМ относительно ствола шахты, является одним из определяющих факторов в вопросах безопасности против скольжения.

В случае башенного расположения формирование угла обхвата канатоведущего шкива решается отклоняющим шкивом, размещение которого относительно подъемной машины позволяет на стадии проектирования изменять угол обхвата в интервале  $15^\circ$  без особых проблем и в дальнейшем применять принятый угол в расчетах. В случае же наземного расположения угол обхвата канатоведущего шкива задается относом подъемной машины и отметками установки копровых шкивов.

Расчет фактического угла обхвата при наземном расположении можно провести следующим образом (см. рис. 1).

1. Расстояние между центрами канатоведущего шкива трения и копрового шкива  $I$ :

$$A1 = ((H1 - H_k)^2 + L1^2)^{1/2},$$

где  $H1$  – высота установки копрового шкива  $I$ ;  $H_k$  – высота установки подъемной машины по центру канатоведущего шкива;  $L1$  – относ оси подъемной машины относительно копрового шкива  $I$ .

2. Расстояние между центрами канатоведущего шкива трения и копрового шкива  $2$ :

$$A2 = ((H2 - H_k)^2 + L2^2)^{1/2},$$

где  $H2$  – высота установки копрового шкива  $2$ ;  $L2$  – относ оси подъемной машины относительно копрового шкива  $2$ .

3. Формулы для расчета углов (см. рис. 1)

$$\sin \delta 1 = \frac{D_k - D}{2 * A1};$$

$$\sin \delta 2 = \frac{D_k + D}{2 * A2};$$

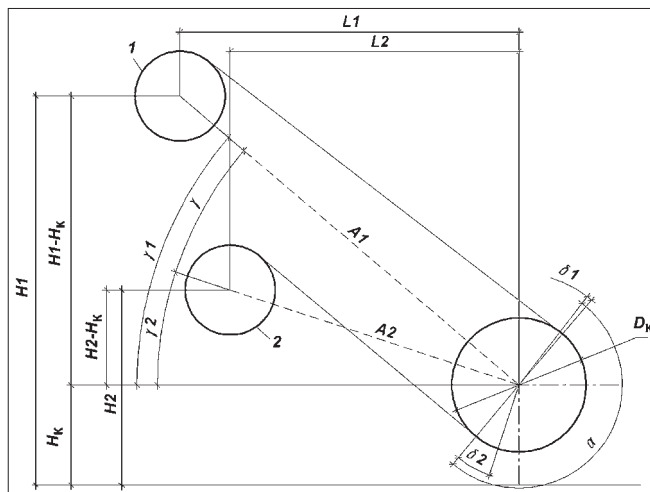


Рис. 1. Схема расчета фактического угла обхвата

$$\operatorname{tg} \gamma 1 = \frac{H1 - H_k}{L1};$$

$$\operatorname{tg} \gamma 2 = \frac{H2 - H_k}{L2};$$

$$\gamma = \gamma 1 - \gamma 2,$$

где  $D_k$  – диаметр приводного шкива трения;  $D$  – диаметр копрового шкива.

4. Угол обхвата канатоведущего шкива:

$$\alpha = 180^\circ + \delta 1 + \delta 2 - \gamma, \text{ } ^\circ.$$

Однако определенный геометрически угол обхвата канатоведущего шкива в действительности может иметь несколько иное значение, так как данная схема не учитывает провисания каната под собственным весом. Схема провисания

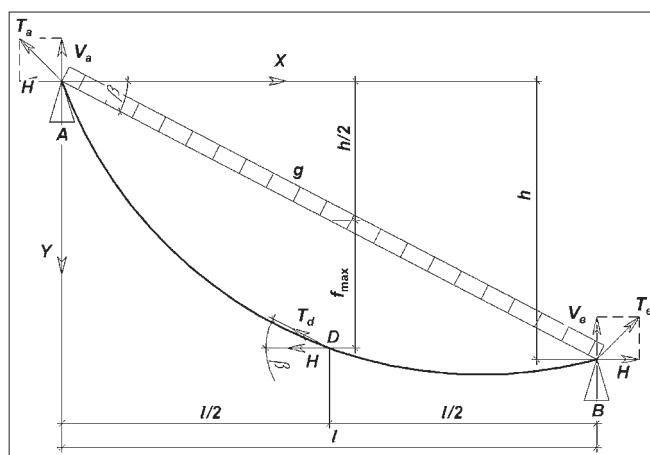


Рис. 2. Схема провисания ветвей канатов в статическом режиме:  $D$  – точка максимального провисания

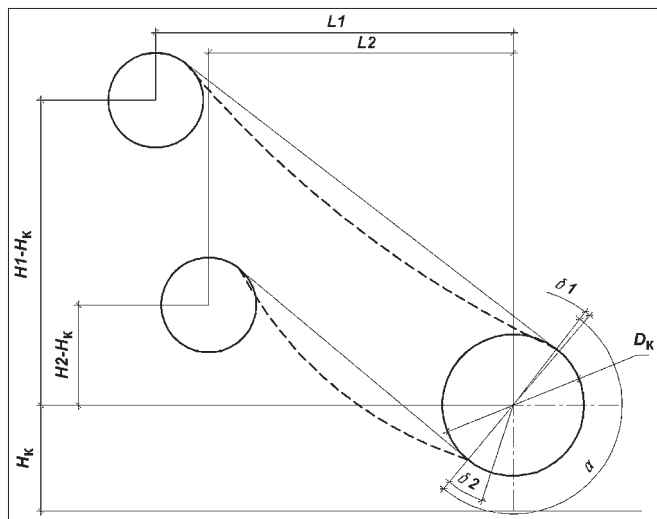


Рис. 3. Схема определения величины провисания каната под собственным весом

ветвей канатов в статическом режиме представлена на рис. 2.

При рассмотрении данной схемы очевидно, что угол обхвата канатопроводящего шкива, с учетом провисания каната  $\alpha_1$ , имеет иное значение, нежели определенный выше угол  $\alpha$ . Угол обхвата  $\alpha_1$  в данном случае напрямую зависит от величины провисания каждой из ветвей каната.

Величина провисания каната под собственным весом, при допущении, что линейная масса каната  $p$  равномерно распределяется не по длине кривой каната, а по хорде пролета, может определиться с достаточной точностью методом параболы по схеме, приведенной на рис. 3.

Величина провисания каната под действием собственного веса в каждой точке с координатой  $x$  определится по формуле

$$f_x = \frac{pgx(1-x)}{2H \cos\beta},$$

где  $p$  – линейная масса каната, кг/м;  $H$  – горизонтальная составляющая натяжения каната, Н;  $\beta$  – угол наклона хорды струны каната к горизонту (см. рис. 2);  $x$  – координата точки каната, м.

Горизонтальная составляющая натяжения каната согласно обозначениям на расчетной схеме имеет следующее выражение:

$$H - (T_{cp} - pgf_{max}) \cos\beta.$$

Среднее натяжение каната в пролете, исходя из основного закона гибкой нити, определяется по следующей формуле:

$$T_{cp} = (T_a + T_b)/2,$$

где  $T_a$  и  $T_b$  – натяжения у опор  $A$  и  $B$  соответственно.

Значения натяжений у опор отличаются на величину  $pg h$ , т.е.

$$T_b = T_a - pg h,$$

где  $h$  – разница высот между опорами.

Радиус кривизны кривой каната определится согласно выражению его для параболы:

$$R = H / pg \cos\beta.$$

Провисание каната, как было уже сказано выше, оказывает влияние на угол обхвата канатопроводящего шкива. Кроме того, такое провисание в статическом положении подъемной машины может вызывать колебания струны каната при различных режимах работы подъемной установки.

На сегодняшний день оценка вероятности проскальзывания канатов по канатопроводящему шкиву проводится сравнением отношения величин движущих усилий и сил трения с коэффициентом безопасности против скольжения

$$\frac{S_{он} (e^{f\alpha} - 1)}{S_{п} - S_{он}} \geq \sigma_d,$$

где  $S_{он}$  и  $S_{п}$  – динамические натяжения канатов соответственно опускающейся и поднимающейся ветвей канатов;  $f$  – коэффициент трения между шкивом и канатом;  $\alpha$  – угол охвата шкива канатом, рад.;  $\sigma_d = 1,25$  – динамический коэффициент безопасности против скольжения.

Как видно из формулы, все основные особенности, вызванные поведением струны каната, возникающие при наземном расположении многоканатных подъемных машин, оказывают непосредственное влияние на оценку вероятности скольжения канатов по канатопроводящему шкиву.

Наземное расположение многоканатных подъемных машин заставляет иначе подходить к вопросам проскальзывания канатов по шкиву трения. Влияние обозначенных в статье факторов на тяговую способность подъемной машины требуют более детального рассмотрения и дальнейших исследований.

#### Список литературы

1. Розенблит Г.Л. О целесообразности применения башенных копров для многоканатного подъема // Шахтное строительство. 1959. № 8. С. 6–8.
2. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. М.: Машиностроение, 1966. 348 с.

## Обоснование и опыт работ по модернизации осевых вентиляторов, выработавших проектный ресурс

*Даны краткий анализ состояния действующих главных вентиляторов и пути их модернизации. Приведены предложения по модернизации вентиляторов типа ВОД и ВОКД путем замены их роторов и результаты модернизации вентилятора ВОКД-2,4 на одном из рудников.*

**Ключевые слова:** модернизация, осевые вентиляторы, аэродинамические характеристики.

N.N. Petrov, A.S. Kozyrev

## Substantiation and Experience of Works on Modernization of the Axial Fans Which Have Developed a Design Resource

*The short analysis of a condition of operating main fans and a way of their modernization is given. Offers on modernization of fans of type of VOD and VOKD by replacement of their rotors and results of modernization of fan VOKD-2,4 on one of mines are resulted.*

**Keywords:** modernization, axial fans, aerodynamic characteristics.

На шахтах и рудниках РФ вентиляторы типа ВОКД и ВОД составляют около 55 % парка действующих машин. При этом вентиляторы ВОКД работают по 30–45 лет, а ВОД – более 15–25 лет. В первом случае это означает трех-, а во втором – двукратную переработку проектного ресурса.

Вентиляторы указанных типов морально устарели еще в начале 1980-х гг., так как к тому времени около 83 % парка главных вентиляторов шахт, например, США, Германии и других стран использовали осевые машины с поворотными на ходу лопатками рабочего колеса (РК) [1].

Целью модернизации являются продление срока службы вентилятора, повышение эксплуатационных аэродинамических характеристик (давления, производительности и КПД) и надежности установок, в том числе в режиме реверсирования.

Регулирование и возможность форсирования режима проветривания при загазованиях (задымлениях), а также возможности эффективно реверсирования главных вентиляторов после их модернизации позволяют существенно повысить безопасность ведения подземных горных работ особенно при авариях, а также снизить энергопотребление шахт на 35...40 % [1].

Промышленная безопасность всегда была важной составляющей на всех уровнях техногенной сферы производства, поэтому ее функцио-

нирование регулируется рядом документов, в том числе: федеральными законами "О промышленной безопасности опасных производственных объектов", "О техническом регулировании", постановлением Правительства Российской Федерации № 0241 от 28.03.01 "О мерах по обеспечению промышленной безопасности опасных производственных объектов на территории Российской Федерации", а также рядом нормативных документов Ростехнадзора РФ, одним из которых является "Правила проведения экспертизы промышленной безопасности" (ПБ 03-246-98). Последним документом определены правила и порядок проведения проверки объекта на его соответствие требованиям норм безопасности.

Учитывая, что отработка нормативных сроков эксплуатации горно-шахтного оборудования, которое работает на опасных производственных объектах, равно как его старение и износ, процесс неизбежный, сложный и естественный, важность и своевременность проведения экспертизы и диагностики становятся неотъемлемым элементом как процесса эксплуатации, так и всего технологического процесса. Отсюда главная задача экспертизы – представить объективную информацию о состоянии объекта, определить степень накопленной опасности возникновения аварии и гарантии возможности дальней-

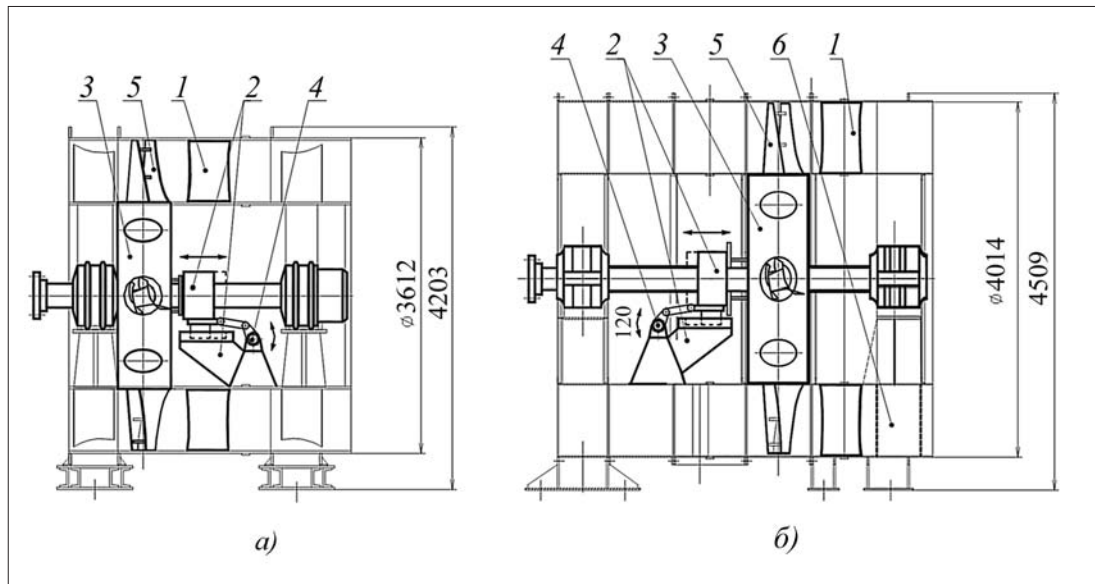


Рис. 1. Компоновочные схемы вентиляторов ВО-36Км (а) и ВО-40Км (б) (после модернизации соответственно вентиляторов ВОКД-3,6 и ВОД-40):

1 – неповоротные лопатки СА; 2 – кривошипно-ползунный механизм поворота лопаток РК; 3 – рабочее колесо; 4 – ось однооборотного механизма поворота лопаток РК; 5 – поворотные на ходу сдвоенные листовые лопапки РК; 6 – дополнительные ребра жесткости

шей его эксплуатации. Однако практика проведения экспертизы без объективного инструментального контроля сейчас носит формальный характер.

Как известно, установки с двухступенчатыми вентиляторами ВОКД выполняются по аэродинамической схеме К-06 и реверсируются с использованием обводных каналов. Установки с вентиляторами ВОД (также двухступенчатые) выполнены по аэродинамической схеме ЦАГИ ОВ-84. Реверсирование установки осуществляется путем выключения вентилятора, реверсирования направления его вращения и разворота лопаток направляюще-спрямляющего (14 шт.) и спрямляющего (14 шт.) аппаратов вентилятора. Надежность таких установок в режиме реверсирования недостаточна, что может приводить к трагическим последствиям как, например, гибель 153 шахтеров в 1968 г. на шахте "Сокурская" [2].

Новые аэродинамические схемы, разработанные в институтах "Аэротурбомаш" и ИГД СО РАН, позволяют создавать одноступенчатые осевые вентиляторы, обеспечивающие те же параметры по давлению и производительности, которые развивают машины ВОКД и ВОД в двухступенчатом исполнении, следовательно, модернизация указанных вентиляторов в основном будет сводиться к замене двухступенчатых роторов на одноступенчатые и замены их поворотными направляющими (НА) и

спрямляющих (СА) аппаратов на неповоротные, жестко сваренные между корпусом (кожухом) и втулкой вентилятора [1].

Проекты модернизации ряда вентиляторов серий ВОКД и ВОД разработаны нами согласно нормативным документам, регламентирующим модернизацию горно-шахтного оборудования.

На рис. 1 показаны компоновочные схемы вентиляторов ВО-36Км и ВО-40Км (после модернизации вентиляторов соответственно ВОКД-3,6 и ВОД-40). Жирными линиями обведены заменяемые и вновь устанавливаемые элементы.

При модернизации вентиляторов ВОКД на промежуточном кожухе демонтируется спрямляюще-направляющий аппарат, содержащий 23 лопапки с поворотными закрылками и электроприводом, вместо которого в проем между втулкой и корпусом вентилятора вариваются 23 листовые, специальной геометрии, лопапки 1 (см. рис. 1, а). Проем во втулке, образовавшийся после удаления второй ступени вентилятора, закрывается. В нижней внутренней части втулки кожуха крепится кривошипно-шатунная колонка с подшипниковым ползуном кривошипно-ползунного механизма 2 поворота лопаток. Поворот лопаток РК для регулирования и реверсирования производительности на ходу вентилятора осуществляется поворотом оси 4 однооборотного серийного механизма МЭО в пределах 120° за 1,5...2,0 мин. Таким образом, двухступен-

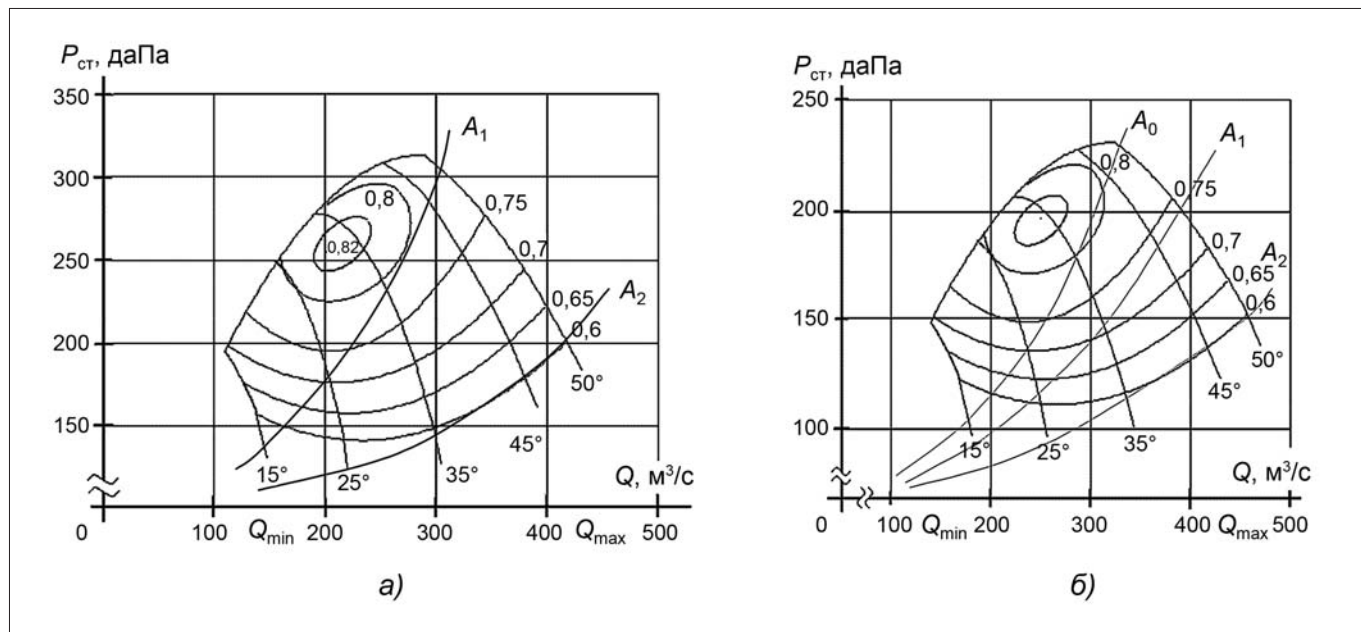


Рис. 2. Расчетные аэродинамические характеристики вентиляторов ВО-36Км (а) и ВО-40Км (б):

$A_1, A_2$  – возможные характеристики вентиляционной сети;  $Q_{\min}, Q_{\max}$  – возможные минимальная и максимальная производительности вентиляторов

чатый ротор заменяется на одноступенчатый (обведенный жирными линиями), содержащий восемь лопаток 5, имеющих специальную геометрию, рассчитанную на заданные вентиляционные параметры заказчика (например, по аэродинамическим схемам АМ-17А или АМ-19А, имеющих расчетные характеристики, приведенные на рис. 2). Для лопаток РК нового ротора может использоваться одна из указанных аэродинамических схем [2].

Модернизация вентилятора ВОД-40 (см. рис. 1, б) проводится аналогично, при этом лопатки 1 неподвижного спрямляющего аппарата вваривают вместо демонтированного поворотно-лопастного спрямляющего аппарата второй ступени, а для усиления опоры под радиально-упорным подшипником ввариваются дополнительные ребра б [2].

На руднике "Ново-Широкинский" в 2008 г. проведена модернизация вентилятора ВОКД-2,4. На рис. 3 (см. 4-ю стр. обложки) показаны роторы вентиляторов ВОКД-2,4 (а) и ВО-24Км (б), на рис. 4 (см. 4-ю стр. обложки) – использование механизма МЭО для поворота РК, на рис. 5 (см. 4-ю стр. обложки) – опорный блок вентилятора ВО-24Км с дополнительными лопатками 1 спрямляющего аппарата.

При проведении аэродинамических испытаний на следующих режимах работы вентилятора (положение лопаток РК: 15, 30 и 45°) были получены результаты, приведенные в таблице.

#### Результаты аэродинамических испытаний

Угол установки лопаток РК, °	Сечение канала запорной станции, м <sup>2</sup>	Скорость потока, м/с	Полученная производительность, м <sup>3</sup> /с	Ток статора электропривода, А
15	9,8	9,3	96,04	15
30	9,8	10,1	98,98	20
45	9,8	14,6	143,08	25

Таким образом, модернизация вентиляторов ВОКД и ВОД, многократно выработавших проектные ресурсы, не только решает организационно-технические проблемы безопасности, получения разрешения на продление сроков их службы, но и обеспечивает значительный экономический эффект, в том числе за счет снижения энергопотребления на 35...40 %.

Регулирование и возможность форсирования режима проветривания при загазованиях (задымлениях), а также возможности эффективно реверсирования главных вентиляторов после их модернизации позволяют существенно повысить безопасность ведения подземных горных работ, особенно при авариях.

#### Список литературы

- Петров Н.Н., Попов Н.А. Пути модернизации устаревшего парка главных вентиляторов шахт // Безопасность труда в промышленности. 2000. № 11. С. 36–40.
- Малахов А.Н. Экспертиза промышленной безопасности // Сибирский уголь в 21 веке. 2008. № 6. С. 26–28



## **Исполнилось 75 лет Виктору Леонтьевичу Яковлеву –**

одному из ярких представителей Уральской школы отечественной горной науки, члену-корреспонденту РАН, действительному члену АН Республики Саха (Якутия), члену Академии горных наук РФ, профессору, доктору технических наук, заслуженному деятелю науки Республики Саха (Якутия).

В.Л. Яковлев родился 8 октября 1934 г. в д. Балакуль Лебяжьевого района Курганской области. В 1956 г. он с отличием окончил горный факультет Свердловского горного института им. В.В. Вахрушева и был направлен в институт "Уралгипрошахт", где приобрел опыт проектирования горных предприятий, решая сложные вопросы технологии открытых горных работ (Баженовские асбестовые, Коркинский, Богославские, Волчанские и Кушмурунские угольные разрезы). Научно-техническую деятельность В.Л. Яковлев начал в 1962 г., когда поступил в аспирантуру ИГД УФ АН СССР (позднее ИГД МЧМ СССР, современный ИГД УрО РАН). В 1960-е годы под руководством проф. М.В. Васильева здесь сформировалась научная школа по важнейшему разделу горной науки — карьерному транспорту.

Вклад В.Л. Яковлева в становление и развитие Уральской научной школы карьерного транспорта был весьма значителен. В 1966 г. он защитил кандидатскую диссертацию на тему "Исследование и выбор оптимальных режимов горно-транспортных работ рудных карьеров с помощью ЭВМ". В ней изложены результаты принципиально нового в то время подхода к решению задач горного дела с помощью метода экономико-математического моделирования. Овладев знаниями в области методологии исследований, он приступил к решению одной из наиболее сложных задач открытых горных работ — разработке научных основ проектирования карьерного транспорта. Полученные результаты были представлены в одноименной монографии (1972 г.), написанной совместно с М.В. Васильевым и опубликованной в издательстве "Наука" под редакцией академика Н.В. Мельникова. В ней впервые обоснованы и систематизированы закономерности взаимосвязи транспортного процесса с процессами открытых горных работ, сформулированы принципы выбора видов карьерного транспорта, разработан алгоритм расчета оптимальных парамет-

ров погрузочного и транспортного оборудования для основных видов транспорта. Большое прикладное значение получила методика сравнения и выбора видов карьерного транспорта при проектировании новых и реконструкции действующих горно-добывающих предприятий. Она была утверждена Минчерметом СССР и издана массовым тиражом. Позднее головной институт отрасли (Гипроруда) включил ее как составную часть в "Единую методику проектирования горно-рудных предприятий".

В 1979 г. В.Л. Яковлев защитил докторскую диссертацию на тему: "Теоретические основы выбора транспорта рудных карьеров", в которой впервые были рассмотрены общие вопросы стратегии формирования транспортных систем, позволяющие прогнозировать развитие карьерного транспорта. Основные положения этого труда послужили методической основой при выполнении цикла НИР по обоснованию параметров технологических схем транспорта на крупнейших горно-обогатительных комбинатах Минчермета СССР: Соколовско-Сарбайском, Оленегорском, Качканарском, Ингулецком, Северном Криворожском, Стойленском, комбинате "Ураласбест" и др. Была выполнена большая работа по обоснованию целесообразности создания отечественных дизель-троллейбусов. Несмотря на важность проводимых им теоретических и прикладных исследований, В.Л. Яковлев никогда не ограничивался только этим, а активно участвовал в общественной жизни Института, занимался административной деятельностью, обучением молодежи. В эти годы он руководил сектором, затем лабораторией комбинированных видов транспорта, отделом карьерного транспорта, лабораторией комплексных проблем разработки месторождений на больших глубинах, принимал непосредственное участие в организации и проведении пяти Всесоюзных научно-технических конференций по карьерному транспорту как один из ведущих ученых Уральской научной школы.

В 1986 г. происходит крутой поворот в жизни В.Л. Яковлева. Он надолго покидает Урал и становится директором Института горного дела Севера (ИГДС) Сибирского отделения РАН (г. Якутск), возглавить который ему было предложено Председателем СО РАН академиком В.А. Коптюгом. Позднее, в книге "Эпоха Коптюга", изданной СО РАН (Новосибирск, 2001 г.), В.Л. Яковлев так характеризует свои взаимоотношения с В.А. Коптюгом: "В моей судьбе он сыграл такую роль, что я до конца дней своих буду ему благодарен не только за то, что он "нашел" меня и "сделал" директором академического института, но и за то, что общение с ним, работа многие годы в созданной им благожелательной атмосфере в Сибирском отделении стали для меня незаменимой жизненной школой, своего рода университетом".

Горно-добывающая промышленность Якутии опирается на богатейшую минерально-сырьевую базу. Она включает высокоразвитые алмазо- и золото-добывающие отрасли, интенсивно развивающуюся угледобычу. Имеются перспективы добычи железной руды, апатитов, олова и других полезных ископаемых. Основным направлением научно-технической деятельности ИГДС, как единственного академического института горного профиля на северо-востоке РФ, в то время было решение задач, связанных с созданием научных основ разработки месторождений в условиях многолетней мерзлоты. Институту получены важные научные результаты по проблеме комплексного использования полезных ископаемых, исследованию тепловых и механических процессов в массивах многолетнемерзлых горных пород, созданию способов производства горных работ на основе управления этими процессами. В это время В.Л. Яковлевым были опубликованы главные труды по теории формирования транспортных систем карьеров: "Теория и практика выбора транспорта глубоких карьеров" (изд. "Наука", Новосибирск, 1989 г.); "Дизель-троллейвозный транспорт на карьерах" (изд. "Наука", Новосибирск, 1991 г.); "Закономерности развития горного дела" (Якутск, 1992 г.) в соавторстве с академиком АН РС (Я) С.А. Батугиным.

За годы работы директором ИГДС В.Л. Яковлев приобрел заслуженный авторитет в научном сообществе СО РАН. Он входил в состав Президиума ЯНЦ, объединенных советов СО РАН по наукам о Земле, по механике, энергетике и горным наукам, стал членом Международного комитета по горному делу в Арктике. В 1991 г. В.Л. Яковлев избирается членом-корреспондентом вновь созданной Российской Академии наук. Он уделяет большое внимание подготовке научных кадров: сотрудниками Института защищено более 10 докторских и 13 кандидатских диссертаций. За заслуги в области разработки научных основ комплексного освоения недр северо-востока России, научно-организационную деятельность и в связи с 60-летием со дня рождения В.Л. Яковлев награжден Почетной грамотой Президиума Сибирского отделения РАН (1994 г.).

Активное участие В.Л. Яковлев принимал в общественной жизни Якутии, развитии ее научно-техни-

ческого потенциала, создании Академии наук Республики Саха (Якутия). Он был избран ее действительным членом, членом Президиума, председателем Объединенного совета по физико-техническим наукам, председателем уставной комиссии. В 1994 г. за заслуги в теории и практике освоения недр Якутии ему присвоено почетное звание "Заслуженный деятель науки Республики Саха (Якутия)". Тогда же, он был награжден Грамотой Президента РС (Я) с вручением именных золотых часов "За большой вклад в укрепление государственности Республики".

В 1995 г. по инициативе Президиума УрО РАН с согласия Президиума СО РАН В.Л. Яковлев возвращается на Урал и сначала назначается, а затем избирается на должность директора Института горного дела. До этого в течение 30 лет ИГД был головным, центральным научно-исследовательским институтом Минчермета СССР – крупнейшей отрасли горно-рудного производства, где накопил огромный практический опыт по внедрению новой техники и технологии, но специфика работы отраслевых и академических институтов существенно различается. Под руководством нового директора, уже имеющего опыт руководства академическим институтом, ИГД УрО РАН прошел адаптацию к новым условиям деятельности, успешно соединив теорию и практику. Ученые Института не только вносят существенный вклад в создание научных основ эффективного и безопасного освоения недр, но и успешно внедряют результаты исследований на горных предприятиях Урала, Сибири, северо-востока, Центра и северо-запада России.

В этот период времени основные труды В.Л. Яковлева связаны с разработкой научных основ стратегии освоения недр, созданием ресурсосберегающих экологически безопасных технологий добычи полезных ископаемых, разработкой методов оптимизации транспортных систем глубоких карьеров. В составе специальной комиссии научного совета РАН по проблемам горных наук он принял участие в подготовке изданной в 1997 г. монографии "Горные науки – освоение и сохранение недр Земли", открывшей новую страницу в горном деле. В ней представлена классификация горных наук по предметному признаку, дано описание их содержания, областей и предмета исследований, намечены приоритетные научные проблемы. Значительным вкладом в теорию и практику горного дела являются монографии: "Методологические аспекты стратегии освоения минеральных ресурсов" (2001 г., соавтор А.В. Гальянов), "Основы стратегии освоения минеральных ресурсов Урала" (1999 г., соавторы С.И. Бурькин, Н.Л. Стахеев), а также статьи в центральных научно-технических журналах. Всего им опубликовано 324 научных труда, включая 10 монографий и 12 брошюр. Научная деятельность В.Л. Яковлева отмечена: дипломом Президиума РАН о присуждении премии им. Н.В. Мельникова за серию работ "Технологические аспекты проблемы комплексного освоения недр", премией УрО РАН им. Л.Д. Шевякова за цикл работ по проблеме "Научные основы формирова-

ния транспортных систем карьеров при разработке глубокозалегающих месторождений".

В.Л. Яковлев выполняет большой объем организационной работы как член Президиума УрО РАН, председатель уставной комиссии, зам. председателя Объединенного Ученого совета по наукам о Земле УрО РАН, член научного Совета по проблемам горных наук Отделения наук о Земле РАН, член секции "Геология и горное дело" Комитета по премиям Правительства РФ, член и председатель комиссий РАН и УрО РАН по комплексной проверке институтов горного профиля: Горного института УрО РАН (г. Пермь, 1993, 1998, 2003 гг.), ИПКОН РАН (г. Москва, 2002 г.), Института горного дела СО РАН (г. Новосибирск, 2001 г.), член редколлегии "Горного журнала" (г. Москва), журнала "Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых" (г. Новосибирск).

В качестве Президента НП "Уральская горно-промышленная ассоциация" В.Л. Яковлев принимает активное участие в консолидации научно-инженерной общественности Урала, является постоянным участником и членом Оргкомитетов Уральских горно-промышленных съездов. Под его руководством и при непосредственном участии разработана и одобрена Правительством Свердловской области "Концепция развития предприятий горно-металлургического комплекса Свердловской области до 2015 года". Его деятельность в этом направлении отмечена "Уральской горной премией" (1999 г.) и Почетной грамотой губернатора Свердловской области (2001 г.).

Большое внимание уделяет В.Л. Яковлев подготовке инженерных и научных кадров. По совместительству он – профессор кафедры РМОС Уральского государственного горного университета. По его инициативе в институте организована работа аспирантуры и докторантуры; он является председателем диссертационного совета по защите докторских и кандидатских диссертаций при ИГД УрО РАН по двум специальностям. В.Л. Яковлев активно участвует в про-

паганде научных знаний. Он неизменный участник и член Оргкомитета международных конференций "Мельниковские чтения", одна из которых под его руководством состоялась в 1998 г. в г. Екатеринбурге. Начиная с 2002 г., в рамках возглавляемой В.Л. Яковлевым научной школы регулярно проводятся международные конференции и семинары по проблемам карьерного транспорта: "Проблемы карьерного транспорта" (2002, 2005, 2008 гг.), "Энергосбережение на карьерном автомобильном транспорте" (2003 г.).

За выдающиеся заслуги и достижения, способствующие эффективному развитию горной промышленности и горных наук, В.Л. Яковлев награжден орденами "Дружбы" и "Почета", тремя медалями, золотым знаком "Горняк России", знаками "Почетный работник угольной промышленности", "Почетный работник топливно-энергетического комплекса". Он является полным кавалером нагрудного знака "Шахтерская слава".

Когда-то В.Л. Яковлев сказал об академике В.А. Коптюге следующее: "Выдающийся ученый... и наряду с этим – простой, доступный в общении с людьми самого разного уровня и положения человек, внимательный и чуткий при решении вопросов обращающихся к нему людей, честный, открытый, справедливый... одним словом, нет эпитетов положительного свойства, которыми неуместно было бы его характеризовать". По нашему глубокому убеждению те же слова можно отнести и к самому Виктору Леонтьевичу Яковлеву. Присущие ему широкая научная эрудиция, инициативность, организаторские способности, высокое чувство ответственности служат гарантией дальнейших творческих успехов на благо российской горной науки.

*Сердечно поздравляем Виктора Леонтьевича со славным юбилеем и желаем ему доброго здоровья, творческих успехов, счастья и исполнения надежд.*

Научный совет РАН по проблемам горных наук  
Президиум Уральского отделения РАН  
Объединенный ученый совет по наукам о Земле  
при Президиуме УрО РАН  
НП "Горнопромышленники России"  
Институт горного дела УрО РАН  
Уральский государственный горный университет

*Редакционный совет, редколлегия и редакция журнала присоединяются к поздравлению коллег юбиляра.*

---

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

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

Сдано в набор 19.08.09 г. Подписано в печать 08.10.09 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,23. Заказ 821. 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.