

**МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
«УРАЛЬСКАЯ ГОРНАЯ ШКОЛА– РЕГИОНАМ»**

13–22 апреля 2015 года

**ТЕХНОЛОГИИ КОНСТРУИРОВАНИЯ
И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

УДК 621.6.04

**ОБЗОР ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ (ПУ)
ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ СЫПУЧИХ СМЕСЕЙ**

АФАНАСЬЕВ А. И., ПОТАПОВ В. Я., КОСТЮК П. А., ЛАЗАРЕВА Т. Ю.
Уральский государственный горный университет

В настоящее время ввиду увеличения энергозатрат на транспортировку материалов создание экономически выгодных установок является актуальной задачей.

Таковыми системами, сочетающими в себе ряд положительных качеств, являются пневматические устройства. Они отличаются незначительной стоимостью из-за простоты конструкции, легкостью обслуживания, обладают большой маневренностью, позволяют транспортировать материалы в разных условиях (вагоны, бункеры и т.д.) с незначительной потерей материала.

Транспортные трубопроводы могут быть проложены во многих местах с незначительной занимаемой площадью.

Существенным недостатком пневмотранспортных установок является сравнительно большой расход энергии на единицу транспортного материала. Однако в целом ряде случаев при применении пневматического транспорта общие затраты будут меньше, чем при других видах транспортирования. Кроме того, очень часто пневматический способ транспортирования является частью технологического процесса какого-либо производства, где он становится незаменимым (например, в пневмогазовых сушилках торфобрикетного производства или в пневмоуборочных машинах).

Пневмотранспортная установка состоит из питающего устройства, трубопровода, отделителя и воздуходувной машины. Основным её элементом является камерный питатель (рисунок 1), содержащий приемную камеру 1 с шарнирно смонтированной на ней крышкой 2. В приемную камеру 1 помещена гибкая (мягкая) емкость (тара) 3 с сыпучим материалом в закрытом состоянии. Разгрузочный трубопровод 4 смонтирован на крышке 2. Нагнетательный трубопровод 5 содержит патрубок 6 с нагнетательным соплом 7 с возможностью свободного перемещения вдоль него. Лезвие ножевого устройства 8 направлено вниз для разрезания верхней части гибкой тары 3. Для отвода излишка воздуха по воздуховоду 9 дно 10 приемной камеры 1 снабжено патрубком 11. Для удаления гибкой тары 3 из камерного питателя приемная камера 1 снабжена диском 12 с юбкой 13. Установка диска 12 на определенном расстоянии от дна 10 камеры 1 обеспечивается винтовым устройством 14. Замкнутое пространство 15 приемной камеры 1 сообщается с разгрузочным трубопроводом 4 через вентиль 16 и с нагнетательным трубопроводом 5 посредством вентиля 17 воздуховода. Вентиль 18 транспортного трубопровода предназначен для перекрытия и подачи сжатого воздуха к нагнетательному соплу 7. Диск 12 имеет возможность свободного перемещения по вертикали

до стопорного устройства 19. Диск 12 снабжен отверстием 20, перекрытым обратным клапаном 21.

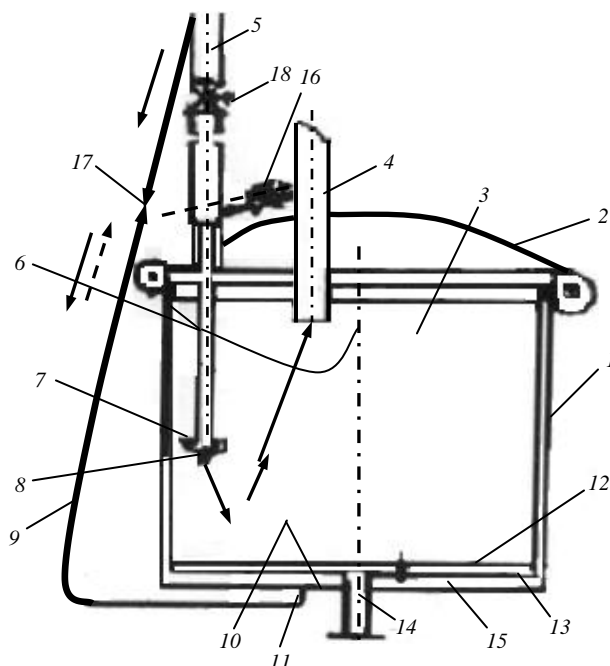


Рисунок 1 – Схема камерного питателя пневмотранспортной установки

Благодаря разности давлений, создаваемых воздуходувной машиной, в трубопроводе пневмосистемы возникает движение воздушного потока. Материал, предназначенный для транспортирования, с помощью питающего устройства вводится в пневмосистему, где он попадает в воздушный поток.

При пневмотранспортировании сыпучих материалов решающее значение имеет структура аэросмеси, характер которой определяется взаимодействием воздуха и материала.

Часто в таких устройствах для создания псевдооживления осуществляется продувка слоя частиц воздухом через пористую сетчатую перегородку. В результате прохода воздуха через слой материала из-за разности давлений перед слоем P_1 и над ним P_2 и разницы воздуха объем материала насыщается воздухом, и он начинает увеличиваться в объеме, оставаясь неподвижным, при этом частицы материала начинают отделяться друг от друга. Частицы не покидают образовавшийся «псевдооживленный» слой, поскольку их вес уравновешивается скоростным напором воздуха, т.е. его скорость равна скорости витания частиц $v_{\text{вит}}$.

ПАРАМЕТРЫ ПОРИСТОЙ СРЕДЫ ЗЕРНИСТОЙ ЗАГРУЗКИ ГАЗОВОГО ФИЛЬТРА

ГАРМАЕВ О. Ж., МИХАЙЛОВ А. В., ИВАНОВ С. Л.
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»

Для газогенерации твердого топлива подходит газогенератор обращенного типа (с нисходящим движением газа), потому что такая технология обеспечивает получение относительно чистого генераторного газа с содержанием смол 50–500 мг/нм³. Еще одним преимуществом газификации по сравнению с прямым сжиганием твердого топлива является образование гораздо меньших объемов газов, подлежащих очистке. Это позволяет существенно сэкономить на дорогостоящем оборудовании газоочистки дымовых газов, выбрасываемых в атмосферу, и оборудовании обеззараживания вторичных отходов. Кроме того, эффективность газификации достигает 85–95 %. Благодаря этому, а также удобству применения газа, газификация является более эффективным и чистым процессом, чем прямое сжигание твердого топлива. Недожог топлива снижается, происходит почти полная конверсия углерода при переходе его из твердого в газообразное состояние, а в зольном остатке практически отсутствует сажа, что позволяет использовать газ в котельной, без сложной и дорогостоящей системы очистки генераторного газа. В данном случае предложено применить горячий фильтр с зернистой загрузкой вместо дорогостоящих и громоздких скрубберов.

Фильтрованием называется процесс разделения (очистки) с использованием пористых материалов. Пористая среда фильтров [1] обычно формируется из зернистых материалов определенного диаметра. В сформированном слое частицы материала чередуются с пустотами, называемыми порами, которые образуют поровые криволинейные каналы, по которым протекает очищаемый газ.

Для таких пористых сред принципиальными параметрами являются пористость ω и плотность упаковки гранул γ .

Основной задачей исследования является проектирование горячего фильтра для очистки генераторного газа.

В предыдущих исследованиях [2] было установлено, что наиболее подходящим фильтрующим зернистым материалом является керамзит [3]. Для оценки термомеханической стойкости образцов керамзита были проведены эксперименты по нагреву гранул керамзита до температуры 800 °С в лабораторной печи SNOL 7.2/1100 и выдержкой в течение 60 мин. Результаты экспериментов показали, что керамзит при нагревании до температуры 800 °С практически не расширяется, сохраняет свою форму и не растрескивается.

В данной работе необходимо определить основные параметры пористой среды керамзитной загрузки ω , γ . При анализе зернистой загрузки керамзита были приняты три группы различного фракционного состава:

Таблица 1 – Виды зёрен керамзитной загрузки

Форма	Условные размеры зерна $d_{\text{шар}}, l_{\text{зер}}, \text{мм}$
Шарообразная	$d_{\text{зер}} < 15$
Шарообразная	$15 < d_{\text{зер}} < 20$
Продолговатая	$20 < l_{\text{зер}} < 30$

Для определения основных параметров пористой среды зернистой загрузки керамзита применяется объемный метод [4]. Путем измерения объема воды, занимаемой в порах керамзитной загрузки, определим объем пустот в зернистом материале. Тем самым определим пористость материала и плотность упаковки для каждой группы керамзитной загрузки.

В результате исследования пористой среды зернистой загрузки керамзита объемным методом были получены следующие данные (таблица 2).

Таблица 2 – Результаты исследования

Плотность упаковки γ	Пористость ω
0,620	0,380
0,597	0,403
0,589	0,411

В естественной засыпке керамзита присутствуют комбинации, близкие к каждой из 5 структур (кубическая, квадрато-ромбическая, ромбическая, квадрато-ромбическая диагональная и ромбическая диагональная). В данном случае для всех трех групп керамзитной загрузки характерна квадрато-ромбическая структура (виды упаковок). При этом ей соответствует значение 8 координационного числа – числа точек контакта определенной (не поверхностной) гранулы с соседними гранулами.

Таким образом, в результате данного исследования получены параметры пористой среды керамзитной загрузки, что позволит произвести расчеты фильтрующего материала при проектировании горячего фильтра для очистки горячих газов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гальперин Н. И. Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1981. 812 с.
2. Гармаев О. Ж., Михайлов А. В. Экспериментальная работа по подбору фильтрующего материала (засыпки) фильтра для очистки горячих газов. 2015.
3. ГОСТ 9757–90. Гравий, щебень и песок искусственные пористые. М.: Стандартинформ, 2007. 7 с.
4. Графкина М. В., Брюхань Ф. Ф. Промышленная экология. М.: Форум, 2011. 207 с.

ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УВЕЛИЧЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МОЩНОСТЕЙ ШАХТНЫХ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

ГОРЕЛОВА А. Е., УГОЛЬНИКОВ А. В.

Уральский государственный горный университет

При реализации внепикового электропотребления на шахтных водоотливных установках емкости водосборников, рассчитываемые согласно требованиям правил безопасности, зачастую оказываются недостаточными, что вызывает необходимость их увеличения. Для обоснования размеров этого увеличения необходима прежде всего оценка технико-экономической эффективности мероприятий, направленных на его реализацию.

При этом необходимо учитывать эффект от перевода водоотливных установок в режим регуляторов нагрузки энергосистемы с целью формирования наиболее эффективных графиков электрических нагрузок предприятия. Все это связано с расчетом и реализацией соответствующих графиков включения и работы насосных агрегатов (НА), расположенных в насосной камере, в течение суток [1, 2].

При переменном притоке $Q_{пр}(t)$ в систему управления водоотливом перед каждым периодом максимума нагрузки энергосистемы должна поступать информация о средней величине притока для определения величины коэффициента k_3 .

В общем случае значение этого коэффициента определяет отношение времени цикла работы НА $T_{ц}$ к времени заполнения рабочего объема водосборника $V_{раб}$ до своего верхнего уровня (датчика верхнего уровня) T_3

$$k_3 = \frac{T_{ц}}{T_3}. \quad (1)$$

Значение этого коэффициента может быть записано следующим образом

$$k_3 = \frac{\frac{V_{раб}}{Q_{пр(t)}} + \frac{V_{раб}}{\sum Q_{н.с} - Q_{пр(t)}}}{V_{раб} / Q_{пр(t)}} = \frac{\sum Q_{н.с}}{\sum Q_{н.с} - Q_{пр(t)}}. \quad (2)$$

где $\sum Q_{н.с}$ – подача насосной станции (суммарная подача рабочих НА).

Перевод водоотливных установок в режим регулятора нагрузки энергосистемы значительно упрощается, если водоотливная установка обладает избыточными гидравлическими мощностями (завышенные значения ёмкости водосборника и производительности водоотливных средств для данного притока воды по сравнению со значениями, нормируемыми правилами безопасности). При наличии трёх-четырёхкратного запаса по гидравлической мощности организация работы водоотлива в режиме регулятора нагрузки энергосистемы сводится к совмещению времени работы установки с ночными провалами в суточном графике нагрузки энергосистемы.

Для подготовки водосборников водоотливных установок к началу периода сброса нагрузки горного предприятия t_{x1}

$$\sum Q_{н.с}(t_{x1} - t_{x-1}) = \int_{t_{x-1}}^{t_x} Q_{пр}(t) dt + V(t_{x-1}) - V_{доп}(t_{x1}), \quad (3)$$

где $\sum Q_{н.с}$ – суммарная подача водоотливных установок насосной станции, включаемых в работу в момент времени t_{x-1} ; t_x – время отключения НА в начале периода сброса нагрузки энергосистемы; $V(t_{x-1}), V_{доп}(t_{x1})$ – объем воды в водосборнике в момент времени t_{x-1} и минимально допустимый объем в момент времени t_{x1} .

Отсюда момент времени сброса нагрузки энергосистемы НА t_{x1} при условии, что $Q_{пр}(t) = \text{const}$ (наиболее частый случай в практике шахтного водоотлива), определяется следующим образом:

$$t_{x1} = \frac{t_{x-1} + [V(t_{x-1}) - V_{доп}(t_{x1})]}{[\sum Q_{н.с} - Q_{пр}(t)]}. \quad (4)$$

Так как величина $V_{доп}(t_{x1})$ пропорционально зависит от строительного объема водосборника $V_{ср}$, то с его увеличением сокращается время $(t_x - t_{x-1})$, что способствует формированию более эффективных графиков нагрузки предприятия и снижению связанной с ними оплаты за электроэнергию.

Более подробный анализ уравнения (4) показывает, что значение параметра $V_{доп}(t_{x1})$, прямо пропорционально связанное со строительным объемом водосборника, возрастает с увеличением его размеров. Следовательно, в соответствии с уравнением снижается требуемое время работы НА в период, предшествующий сбросу нагрузки энергосистемы. С учетом того, что НА в отключенном состоянии могут находиться более длительное время (весь период максимума нагрузки энергосистемы), целесообразность увеличения гидравлических мощностей водоотливных установок становится более очевидной, так как это приводит не только к повышению безопасности функционирования горного предприятия, но и к снижению энергозатрат.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Попович Н. Г., Данильчук Г. И. и др. Автоматизация производственных процессов угольных шахт. Киев: Высш. школа, 1978. 335 с.
2. Хронусов Г. С. Формирование эффективных режимов электропотребления промышленных предприятий. Екатеринбург: УГГГА, 1998. Ч. 1. 340 с.

ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОМПРЕССОРНОГО ХОЗЯЙСТВА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

ГОРЕЛОВА А.Е., УГОЛЬНИКОВ А. В.

Уральский государственный горный университет

Во многих отраслях промышленности наряду с электрической энергией широко используется пневматическая энергия, или энергия сжатого воздуха.

Поэтому многие промышленные предприятия являются крупными потребителями пневматической энергии, на производство которой расходуется значительное количество электроэнергии. Так, ОАО «Уралмаш», являющийся одним из крупнейших заводов тяжелой промышленности, расходует около 10 % потребляемой электроэнергии на производство сжатого воздуха.

Но вместе с тем пневматическая энергия имеет ряд серьезных недостатков. И прежде всего – это высокая стоимость ее по сравнению с электрической энергией, что объясняется большими потерями в компрессорах, в пневмосетях и в пневмоприемниках.

Учитывая широкое применение пневматической энергии во всех отраслях промышленности, следует снижать ее стоимость, разрабатывая и реализуя энергосберегающие проекты при производстве, распределении и применении сжатого воздуха на промышленных предприятиях.

Для осуществления конкретных мер, направленных на сокращение прямых энергозатрат и снижение материально-технических ресурсов при использовании пневматической энергии, предлагаются следующие мероприятия.

1. Модернизация системы воздухораспределения поршневых компрессоров. Воздухораспределительные органы – клапаны – являются важнейшими узлами поршневых компрессоров, работой которых определяются как технико-экономические, так и термодинамические показатели машин. Кроме того, клапаны в значительной степени влияют на надежность компрессора в целом, так как остановки машин из-за их поломок составляют более половины от общей их суммы.

Разработанные ранее в УГГГА прямоточные клапаны СГИ имеют по сравнению с широко применяемыми кольцевыми и прямоточными ПИК следующие преимущества:

- повышают производительность компрессоров и снижают удельный расход потребляемой энергии до 10 %;
- более надежны и долговечны;
- конструктивно просты и обладают высокой ремонтпригодностью.

2. Перевод поршневых компрессоров на режим работы без смазки. Для смазки цилиндрико-поршневой группы компрессоров требуется специальное компрессорное масло, обладающее специфическими свойствами по сравнению с обычными промышленными маслами. Кроме того, из-за образования нагаромасляных отложений на стенках рубашек цилиндров и трубок холодильников системы охлаждения компрессоров не обеспечивают необходимое охлаждение сжатого воздуха.

Для устранения этих недостатков предлагается переводить поршневые компрессоры на режим работы без смазки цилиндров и сальников. Для реализации этого предложения произведен расчет основных элементов: опорных сегментов поршней, уплотнительных и сальниковых колец для оппозитных компрессоров общего назначения.

Кроме того, разработаны технология изготовления этих элементов, рабочие чертежи необходимых деталей из композиционных материалов на основе фторопласта и приспособлений для их изготовления.

Перевод поршневых компрессоров на режим работы без смазки по сравнению с существующими системами смазки дает следующие преимущества:

- снизится потребность в смазочном масле и энергии;
- увеличится межремонтный период компрессоров;
- снизятся затраты на ремонт компрессоров;
- повысится безопасность работы компрессоров.

3. Децентрализация при снабжении пневматической энергией шахтных потребителей сжатого воздуха. Традиционная схема обеспечения сжатым воздухом всех шахтных пневмоприемников предполагает устройство централизованной компрессорной станции, расположенной на дневной поверхности, как правило, не слишком далеко от ствола шахты.

При этом она оборудована стационарными, в основном поршневыми и центробежными компрессорами большой производительности, эксплуатация которых требует постоянного наблюдения и обслуживания.

Шахтная пневматическая сеть является соединительным звеном между компрессорной станцией, вырабатывающей сжатый воздух, и горными машинами и механизмами с пневмоприводом – потребителями сжатого воздуха. На шахтах, где широко используется пневматическая энергия для приводов забойных и проходческих машин, общая протяженность сети может достигать десятков километров. Вследствие динамики горных работ происходит изменение топологии пневмосети и длины ее отдельных участков во времени. Прокладываемый по горным выработкам трубопровод сжатого воздуха эксплуатируется в неблагоприятных условиях, характеризующихся высокой влажностью окружающего воздуха, вызывающей высокую коррозию труб, а также возможность деформации крепи выработок, на которой монтируются трубы, приводящей к нарушению герметичности их соединений. Кроме того, реальные условия монтажа труб в горных выработках не всегда позволяют выдержать уклон трубопровода, необходимый для сбора конденсата в местах установки водоотделителей.

Все это приводит к тому, что именно пневматические сети являются местом наибольших потерь энергии при эксплуатации шахтных пневмоустановок. Устранение этих потерь может быть осуществлено децентрализацией при снабжении пневматической энергией шахтных потребителей сжатого воздуха.

Для реализации этого предложения были приняты винтовые компрессоры маслозаполненного типа, которые в настоящее время являются наиболее надежными и экономичными при производстве сжатого воздуха. Но применение винтовых компрессоров в подземных условиях потребовало провести целый ряд организационно-технических мероприятий.

Рассмотрев материалы экспертизы промышленной безопасности и акт эксплуатационных испытаний винтовых компрессоров, Госгортехнадзор России выдал разрешение на применение винтовых воздушных компрессоров 6ВВ-25/9 и 6ВВ-32/7, изготавливаемых ОАО «Казанькомпрессормаш», в подземных условиях шахт ОАО «СУБР», при этом камеры для размещения компрессоров должны быть оборудованы вентилятором местного проветривания, включение которого должно предшествовать включению компрессоров.

С учетом указанного замечания два винтовых компрессора 6ВВ-32/7 эксплуатируются уже в течение года на шахте 14–14-бис, гор. –740 м ОАО «СУБР». Поскольку эти компрессоры установлены вблизи шахтных пневмоприемников, практически отсутствуют гидравлические и объемные потери энергии при транспортировании сжатого воздуха, составляющие до 40 % при централизованном воздухомоснабжении.

ВЛИЯНИЕ СДУВАНИЯ ПЫЛИ НА ЭКОЛОГИЮ

ГОРШКОВА Н. А., МАКАРОВ В.Н.

Уральский государственный горный университет

Разработка рудных месторождений и переработка добытого сырья сопровождаются загрязнением окружающей среды пылью не только на промплощадках горных предприятий, но и на территории жилых массивов.

Высокое загрязнение пылью происходит вблизи отвалов вскрышных пород, а также в местах хранения горной массы на открытых складах. Основной причиной загрязнения атмосферы пылью является ветровая эрозия, при которой происходит сдувание пыли с открытых поверхностей горной массы и перенос ее в атмосферу.

Наблюдения свидетельствуют, что интенсивность сдувания пыли зависит от физико-химических свойств рудной массы, определяемых крупностью, влажностью и слипаемостью частиц, а также от скорости ветра над поверхностью руды. Воздействие ветра на поверхность руды приводит к срыву пылевых частиц, подъёму их от поверхности и распространению в атмосфере промплощадок и за их пределами. При этом сдуванию препятствуют аутогезионные силы, сформированные физико-химическими свойствами частиц, и масса частиц. Условие отрыва частиц с поверхности руды может быть записано в виде

$$F_{\text{л}} + F_{\text{п}} \geq \eta(F_{\text{аут}} + P), \quad (1)$$

где $F_{\text{л}}$ – лобовое давление, развиваемое ветром, Н/м; $F_{\text{п}}$ – подъемная сила при отрыве частиц, г/м; η – коэффициент трения; $F_{\text{аут}}$ – аутогезионные силы; P – давление частиц.

Если учесть, что для условий пылевых частиц $F_{\text{л}} \gg F_{\text{п}}$, а $F_{\text{аут}} \gg P$, тогда условие отрыва можно записать так:

$$F_{\text{л}} \geq \eta F_{\text{аут}}. \quad (2)$$

Лобовое давление при обдуве частиц определяется по формуле

$$F_{\text{л}} = C_{\text{л}} \rho S_m U^2 / 2, \quad (3)$$

где $C_{\text{л}}$ – коэффициент лобового сопротивления частиц; S_m – миделево сечение частиц, м.

Особого внимания заслуживают входящие в формулу (3) коэффициент лобового сопротивления и скорость ветра. Как известно, коэффициент лобового сопротивления зависит от числа Рейнольдса, которое в свою очередь зависит от скорости воздушного потока. Следовательно, сдувание ветром пыли связано со структурой пограничного слоя и распределением скорости в этом слое. Однако необходимо отметить, что пограничный слой, достаточно изученный в замкнутых системах, будет отличаться своими особенностями в неограниченных пространствах.

Во-первых, шероховатость поверхности промплощадок отличается непостоянством. Например, складирование горной массы самосвалами и думпкарами приводит к образованию рельефа с выступами более 1 м.

Во-вторых, наличие такого рельефа приводит к возмущению потока в самом пограничном слое, развитию турбулентности и увеличению лобового давления ветра. Учитывая особенности рельефа и соблюдая закономерности структуры пограничного слоя, будем полагать, что в диапазоне чисел Рейнольдса для расчета коэффициента лобового сопротивления применимы формулы (3).

Скорость ветра в пограничном слое целесообразно определять по формуле (4)

$$U_z = U(I_g Z / Z_0) I_g Z_1 / Z_0. \quad (4)$$

Перечисленные формулы позволяют получить зависимость для расчета сил аутогезии, которые удержали бы частицу от срыва с поверхности руды. Величина аутогезионной силы сцепления частиц, которая препятствует сдуванию турбулентном потоке будет равна

$$F_{\text{аут}} = 0,3pd^2(U(\ln Z/Z_0/\ln Z_1/Z_0)). \quad (5)$$

Эффективность преодоления аутогенных сил зависит от коэффициента динамического воздействия на пыль водо-воздушной смеси из форсунки.

Частицы пыли, осевшие на стенки выработок, под воздействием потока воздуха переходят во взвешенное состояние. При этом концентрация частиц пыли в воздухе начинает возрастать.

Рассмотрим силы, действующие на осевшую частицу.

С одной стороны, движущийся поток при обтекании частицы создает подъемную силу $F_{\text{п}}$ и силу лобового давления $F_{\text{лоб}}$, с другой стороны, на частицу действуют собственный вес Fg и сила адгезии $F_{\text{адг}}$.

Подъемная сила потока воздуха может быть определена по формуле

$$F_{\text{п}} = C_{\text{п}} \frac{\pi d^2 v^2}{4 \cdot 2g} \rho H, \quad (6)$$

где d – диаметр частицы, м; v – скорость набегающего на частицу потока воздуха, м/с; $C_{\text{п}}$ – коэффициент подъемной силы; ρ – плотность частицы;

$$4 \cdot 2gF_{\text{п}} = C_{\text{п}} \pi d^2 v^2 \rho H; \quad (7)$$

$$Pv^2 = \frac{4 \cdot 2gF_{\text{п}}}{C_{\text{п}} \pi d^2 H}. \quad (8)$$

Масса расходования водной среды пропорциональна скорости v , а сила потока пропорциональна скорости Pv^2 .

Интенсивность сдувания функционально зависит от скорости воздуха и влажности руды, что можно выразить зависимостью вида

$$q_1 = 1,5K_{\text{в}} e^{-0,25\varphi}. \quad (9)$$

Загрузка складов, постоянное обнажение новых поверхностей отгрузке руды со складов, быстрое высыхание поверхностного слоя в теплое время года и большие скорости ветров способствуют не только пылевыведению присдуванием, но и интенсификации процесса во времени. Это имеет большое значение при решении вопроса о принятии мер по предупреждению сдувания.

УСТАНОВКА ДИНАМИЧЕСКОГО ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЯ

ГОРШКОВА Н. А., МАКАРОВ В. Н.

Уральский государственный горный университет

В ходе работы, целью которой является эффективное обеспыливание, было принято решение усовершенствовать имеющиеся наработки и разработать изобретение, которое может быть использовано для подавления пыли, образующейся при дроблении и измельчении горной массы на предприятиях горно-металлургической, угольной, строительной и других отраслей промышленности.

Задача изобретения заключается в повышении эффективности пылеподавления за счет существенного увеличения динамического давления водо-воздушной смеси на частицы пыли и улучшения её смачиваемости.

Указанная задача достигается тем, что в предлагаемом устройстве динамического пылеподавления, содержащем блок управления, источник высокого давления, две ёмкости сифонного типа с ионизированной водой противоположной полярности, форсунки тонкого распыления, электромагнитные пневмо- и гидравлические клапаны, нагнетательные и продувочные воздухопроводы и водяные магистрали, цепи управления и контроля, в емкостях сифонного типа на всю глубину ионизированной воды дополнительно установлены перфорированные барботажные воздухопроводы с пневмодинамическим генератором колебаний давления воздуха на входе, сообщаемым с нагнетательным воздухопроводом.

На рисунке 1 изображена установка динамического пылеподавления

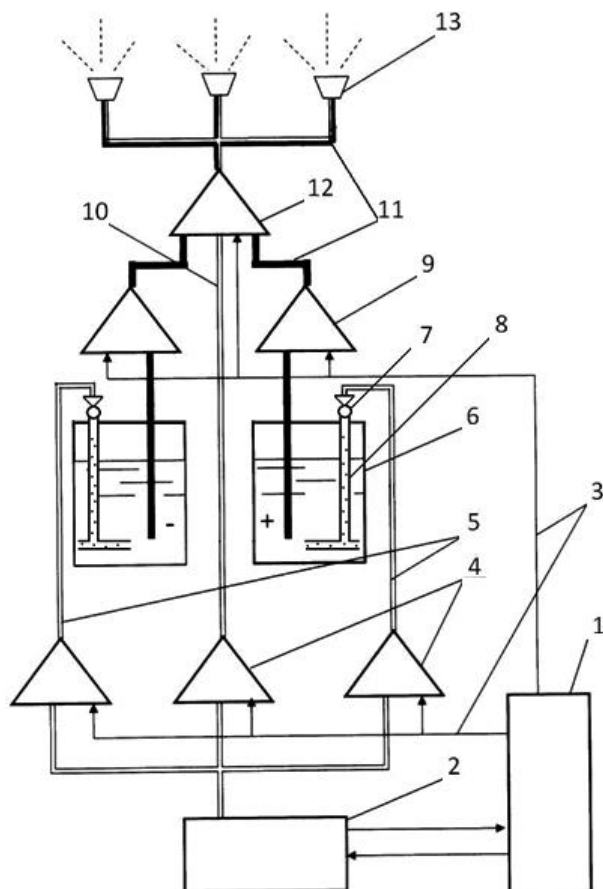


Рисунок 1 – Установка динамического пылеподавления

Установка включает блок управления 1, источник воздуха высокого давления 2, цепи управления и контроля 3, электромагнитные пневмоклапаны 4, нагнетательные воздухопроводы 5, емкости сифонного типа с ионизированной водой 6, пневмодинамический генератор колебаний давления воздуха 7 в емкостях сифонного типа 6, перфорированные барботажные воздухопроводы 8, электромагнитные гидравлические клапаны 9, продувочные воздухопроводы 10, водяные магистрали 11, устройство развязки воздушных и водных магистралей 12 и форсунки тонкого распыления 13.

Перед началом работы установки динамического пылеподавления производится настройка режима работы пневмодинамического генератора колебаний давления воздуха 7. При этом экспериментально подбирают рациональную величину частоты и глубины дросселирования пневмодинамического генератора колебаний давления воздуха 7 нагнетательного воздухопровода 5 в зависимости от размеров и вида пыли, при которых достигается максимально эффективное пылеподавление в единицу времени.

В процессе работы установки динамического пылеподавления блок управления 1 подает сигналы на источник воздуха высокого давления 2, при этом воздух по нагнетательным воздухопроводам 5 поступает через пневмодинамический генератор колебаний давления воздуха 7 в перфорированные барботажные воздухопроводы 8 емкости сифонного типа 6 с ионизированной водой, обеспечивая при этом эффективное динамическое смешивание воздуха с ионизированной водой, создавая динамические колебания давления водо-воздушной смеси на входе в водяную магистраль 11.

Далее образовавшаяся ионизированная водо-воздушная смесь по водяной магистрали 11 через открытый электромагнитный гидравлический клапан 9 и устройство развязки воздушных и водяных магистралей 12 поступает к форсункам тонкого распыления 13, вытекая из них импульсно с частотой и амплитудой колебания, заданной регулятором частоты и глубины дросселирования пневмодинамического генератора колебаний давления воздуха 7.

Динамическое воздействие водо-воздушной смеси с рациональной частотой и глубиной изменения давления на пыль обеспечивает существенное увеличение её силового воздействия на пыль, а также повышает эффективность смачивание пыли, т. е. способствует усилению действия сил тяжести, что приводит к более эффективному пылеподавлению, а именно осаждению пыли за меньшее время и с меньшими затратами энергии сжатого воздуха.

Порядок производимых действий, необходимых для подачи отрицательно ионизированной жидкости, идентичен процедурам, осуществляемым при подаче положительно заряженной жидкости. Подача воздуха через нагнетательные воздухопроводы 5 в емкости сифонного типа 6 с положительно и отрицательно ионизированной водой осуществляется попеременно.

В промежутки между орошением из емкостей сифонного типа 6 с положительно и отрицательно заряженными жидкостями производится продувка водяной магистрали 11 за счет подачи воздуха высокого давления из источника 2 на продувочный воздухопровод 9, благодаря чему производится очистка от ионизированной жидкости устройства развязки воздушных и водяных магистралей 12, а также водяных магистралей 11 и форсунок тонкого распыления 13, что предотвращает смешивание противоположно заряженных частиц жидкости, чреватое резким снижением их электростатических свойств и способности к притягиванию частиц пыли и эффективному пылеподавлению.

В то же время при соблюдении режима чередования орошения противоположно заряженными жидкостями, а также при функционировании пневмодинамических генераторов колебаний давления воздуха 7, обеспечивающих динамическое изменение скорости потока, достигается наибольший эффект пылеподавления от комплексного взаимодействия статических сил заряженных частиц жидкости и их повышенного импульса, позволяющего не только притягивать фрагменты пыли, но и эффективно их осажать за счет создания водо-воздушной смеси непосредственно в емкостях сифонного типа 6 с ионизированной жидкостью и динамического воздействия с рациональной глубиной и частотой изменения давления этой водо-воздушной смеси из форсунок тонкого распыления 13 на пыль.

Проведенные экспериментальные исследования показали повышение эффективности пылеподавления в массовом объеме пыли не менее чем на 12%.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ УБЫЛИ МАССЫ ДЕТАЛЕЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НАСОСОВ ГЛАВНОГО ВОДООТЛИВА ГАЙСКОГО ПОДЗЕМНОГО РУДНИКА

ДОЛГАНОВ А. В., ВАКУЛИН В.Е., ЗОЛОТАРЕВ В.Ю.
Уральский государственный горный университет

Гайский горно-обогатительный комбинат (ГГОК) – крупнейшее горнодобывающее предприятие – находится в городе Гай Оренбургской области. По добыче меди занимает второе место в России. Производительность Гайского подземнорудника (ГПР) составляет 5,6 млн т/год, а рудные тела залегают на глубине 600–1400 м и более при расположении комплекса подземных горных выработок водоотлива на горизонтах 260, 685, 75, 1150, 1230, 1390 и 1414 м с последовательным перекачиванием вод с нижнего горизонта на вышележащие [1].

При эксплуатации водоотливного оборудования приходится встречаться с абразивным изнашиванием, так как при откачивании вод в них всегда содержатся во взвешенном состоянии нерастворимые твердые частицы, проходящие через проточную часть насоса.

Источниками шламообразования на ГПР являются: буровая мелочь, получаемая при бурении горных пород при мокром пылеподавлении, часть закладочной смеси от промывки закладочных трубопроводов и главным образом просыпь горной массы из кузовов транспортных средств, измельчаемая колесами самоходных машин, и т.д.

В среднем количество шлама в водах подземных рудников медноколчеданных месторождений достигает 6–32 г/л, при этом большие значения присущи подземным рудникам с системой разработки с твердеющей закладкой выработанного пространства [1].

Шлам обладает абразивными свойствами и, проходя через насосы, разрушает рабочие колеса, направляющие аппараты, изнашивает уплотнения. При откачке неосветленных вод одновременно с разрушением деталей происходит снижение производительности и КПД насоса, а следовательно, перерасход электроэнергии.

С целью проверки интенсивности абразивного изнашивания насосов проведено их экспериментальное исследование. Результаты приведены на рисунке 1.

Закономерности абразивного износа проверяли в условиях Гайского подземного рудника ОАО «ГГОК» на центробежных насосах секционного типа ЦНС(К) 300, установленных в насосной камере главного водоотлива горизонта 260 м [2].

Целью исследования является определение скорости убыли массы деталей проточной части насосов главного водоотлива Гайского подземного рудника.

Для определения износа элементов насоса было произведено взвешивание его элементов перед началом работы и после наработки насосом машино-часов.

Выводы по результатам проведенных исследований: потеря массы рабочих колес по ступеням насосов различается между собой в небольших пределах.

Эксплуатация насосов в данных условиях приводит к существенному снижению наработки до капитального ремонта. По данным ОАО «ГГОК», на ГПР средняя наработка насосов главного водоотлива на капитальный ремонт составляет 400 ч.

На основании этого можно сделать вывод, что повышение эффективности рудничных водоотливных установок возможно только при условии работы насосов на осветленной воде, содержащей не более 0,2 % механических примесей по объему и крупностью не более 0,2 мм, соответствующих требованиям заводов-изготовителей насосного оборудования.

Срок эксплуатации деталей насосов зависит от абразивных и гранулометрических свойств шламов, а также от количества твердых частиц, содержащихся в откачиваемой воде, и от свойств материала, из которого изготовлены детали шахтных насосов [2].

В результате проведенного исследования можно утверждать, что для длительного сохранения номинального значения КПД насоса при перекачивании шахтных вод, содержащих шлам, необходимо предварительно осветлять шахтную воду.

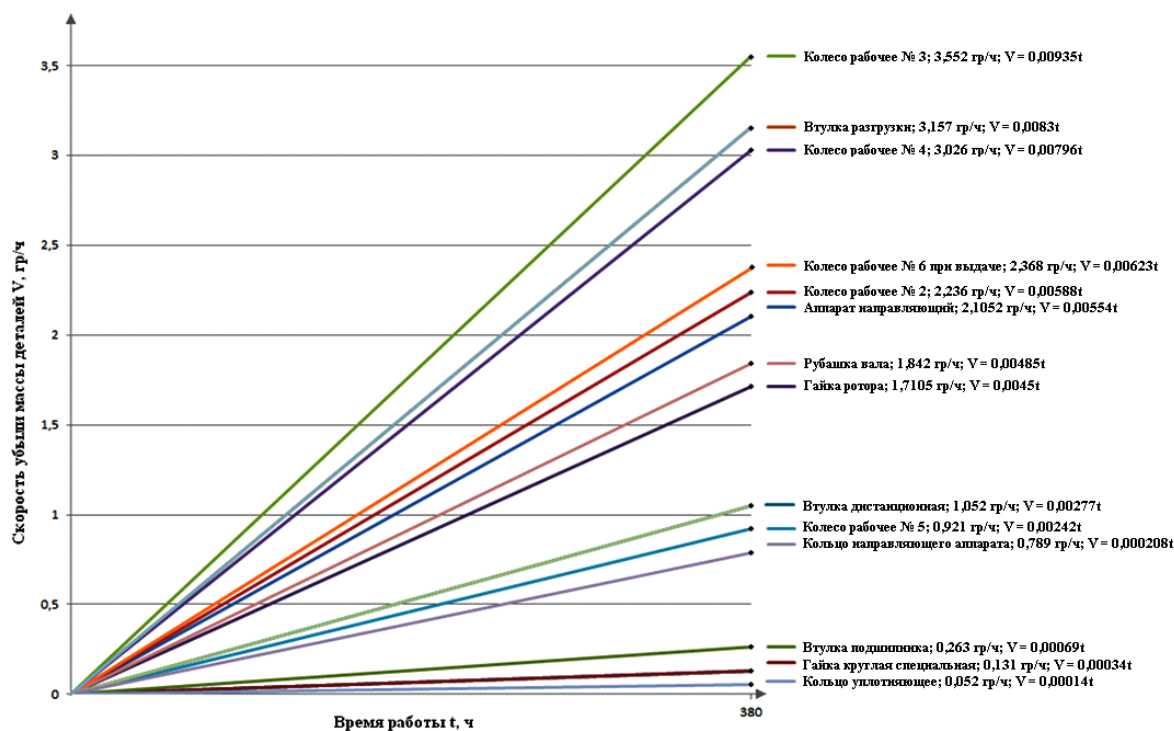


Рисунок 1 – Зависимости скорости убыли массы деталей насоса ЦНС(К) 300-360 от времени

С целью снижения гидроабразивного износа насосов и повышения эффективности эксплуатации водоотлива в условиях ГПР наиболее целесообразно осуществлять гидравлическую чистку водосборников с выдачей шламовых смесей на поверхность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Долганов А. В., Белоусов А. А., Толкачев А. В., Поезжаев К. С., Говоров К. В. Современное состояние водоотлива Гайского подземного рудника // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Чтения памяти В. Р. Кубачека: сб. трудов XIII междунар. науч.-техн. конф., проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады. Екатеринбург: УГГУ, 2014. 410 с.
2. Долганов А. В., Белоусов А. А., Ильин Н. А., Смирнов А. Н. Влияние шламов в шахтной воде на работу центробежных насосов // Уральская горная школа – регионам: междунар. науч.-практ. конф. Екатеринбург: УГГУ, 2014. 763 с.

ВАРИАНТЫ ИСПОЛНЕНИЯ УЗЛОВ КОНСТРУКЦИИ БУРОВЫХ ВЫШЕК

ЕГОРОВ И. И., САВИНОВА Н. В.

Уральский государственный горный университет

Приведено расчетное обоснование модернизации узлов А-образных вышек. Буровые вышки представляют собой сложную пространственную конструкцию. Наиболее трудоемкими в производстве узлами вышек являются перегибы труб в нижних и верхних секциях и соединения секций между собой.

В конструкции верхних и нижних секций А-образных вышек имеют место перегибы несущих труб, обычно они изготавливаются гибкой. Технологически гибка трубы диаметром 140 мм не представляет сложной задачи, она выполняется на специальном оборудовании – трубогибах. Трубы длиной более 10 м сложно уложить в такое оборудование, а несущая труба для секции буровой имеет длину более 11 м, это усложняет технологический процесс. Кроме того, в процессе гибки труб возможно возникновение следующих дефектов:

- утонение стенок растянутых участков трубы;
- появление гофры на гнутых участках труб;
- овализация поперечного сечения
- возникновение термических напряжений (из-за неоднократного нагрева), способствующих образованию внутренних разрывов и трещин.

Таким образом, местогиба является сильнейшим концентратором напряжений, что усиливается большим количеством сварных швов (рисунок 1).

Проблемы выполнения перегиба гибкой трубы, даёт предпосылки к изменению конструкции. Одним из вариантов исполнения перегиба, является сварное соединение с применением сферы (рисунок 2).

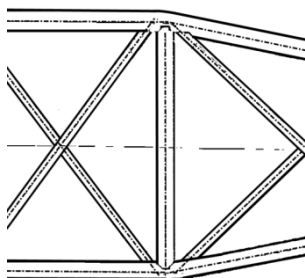


Рисунок 1 – Место перегибанесущей трубы

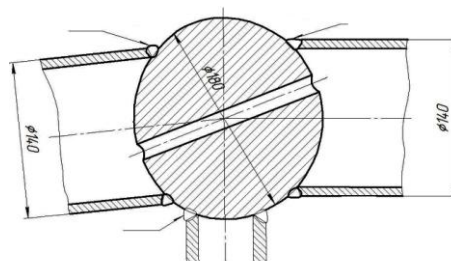


Рисунок 2 – Выполнение перегиба сварным соединением с применением сферы

Для обоснования применения предлагаемого варианта был проведен прочностной анализ сварного соединения на сферу в среде автоматизированного проектирования АРМWinMachine. Для моделирования узлов вышки разного исполнения были выбраны Solid-КЭ. Шаг дискретизации представляемых моделей составил 5 мм. Нагрузки на узлы были приняты по результатам прочностных расчетов всей вышки.

На рисунке 3 показаны карты напряжений сравниваемых вариантов изготовления. Очевидно, что соединение на сферу не снижает прочность конструкции, в этом случае устраняются концентраторы напряжений, присутствующие в месте перегиба ноги, что оказывает положительное влияние на прочность и надежность конструкции в целом. Прочностной расчет предлагаемой модернизации узла показал, что устраняются технологические недостатки гнутых участков трубы, что способствует повышению надежности данного узла.

В рамках исследования рассмотрен вопрос о замене фланцевых (бугельных) соединений на пальцевые. Благодаря данному способу соединения секций повышается технологичность и точность соединения секций вышки, ускоряется процесс монтажа, а также снижается себестоимость производства металлоконструкции.

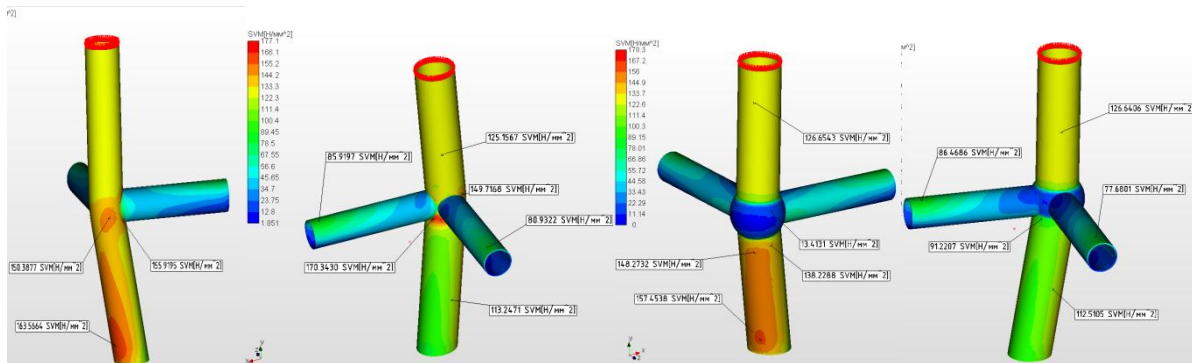


Рисунок 3 – Карты напряжений для вариантов исполнения перегиба

До предпроцессорной подготовки в пакете SolidWorks были смоделированы элементы и сборка соединения. Модель пальца и участок перехода от проушины к основной несущей трубе выполнены упрощенно, что не сказывается на общей картине распределения напряжений. Предпроцессорная подготовка была проведена в модуле APMStudio, где на геометрической модели сборки была сгенерирована конечно-элементная сетка с шагом дискретизации 4,8 мм. Модель нагружения пальцевого соединения была сформирована по результатам расчета конечно-элементной модели всей вышки. На рисунке 4 показаны карты напряжений соединения и несущих труб вблизи соединения, прочность соединения не вызывает сомнений.

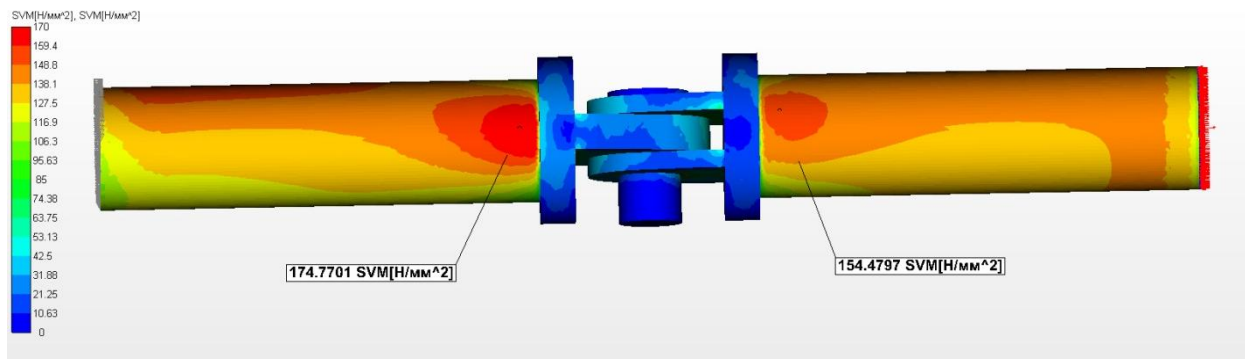


Рисунок 4 – Напряжения в несущих трубах вблизи соединения

Расчеты показали адекватность замены фланцевых соединений на пальцевые. Максимальные напряжения вблизи соединения, а также напряжения пальца на срез и эквивалентные напряжения в проушинах не превышают допустимых.

Проведённые исследования показали, что модернизация вышки улучшит ее технологические характеристики, не ухудшая прочностные.

ПРИМЕНЕНИЕ МРАМОРА В КАЧЕСТВЕ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕГО МАТЕРИАЛА

ЗЕЛЕНСКИЙ Р. А., ЛЕВИТИН В. Е., СИМИСИНОВ Д. И.
Уральский государственный горный университет

Известна проблема повышенного уровня шума от оборудования на производстве и в быту, возникновения искажающих вибраций на корпусе и вне корпуса акустических систем. Проблема решается средствами защиты от воздействия акустических вибраций.

Стойки для акустических систем, как правило, имеют простую и жёсткую напольную конструкцию с верхней плитой, на которую устанавливается акустическая система (АС). Поскольку электродинамический громкоговоритель работает в акустическом корпусе, то возникают вибрации за счет собственных резонансных частот конструкции корпуса АС и места контакта стойки несущей конструкции. Такие вибрации корпуса являются основным источником нежелательных звуковых помех, что искажает звучание в области низких частот.

Эффективным решением является выполнение развязки компонентов акустической системы. К компонентам развязки относятся демпфирующие элементы, выполненные в виде «шипа» правильной конической формы, которые гасят акустические колебания корпусов АС в диапазоне низких частот и частот, близким к механическим волнам, а также используются как элемент демпфирования для компонентов звуковоспроизводящей аппаратуры (Патент US 5681023). Такой элемент – «шип» – устанавливается в нижней части акустического корпуса минимум в трех или более опорных точках в зависимости от необходимости. Недостатком такого шипа является то, что его установка в опорных точках не позволяет достичь полного демпфирования, необходима дополнительная развязка.

Для повышения эффективности развязки компонентов акустической системы авторами предложено применение дополнительного компонента развязки – мраморной виброизолирующей плиты. Мрамор используется как материал, хорошо поглощающий звуковые и механические волны, способный создать прочную основу с эстетическими и подделочными свойствами. Вибропоглощающие свойства мрамора по сравнению с традиционно применяемыми материалами подтверждены измерениями, сделанными с помощью прибора «Виброанализатор СД-12М». Виброанализатор имеет частотный диапазон 0,5–25600 Гц при максимальной неравномерности АЧХ $\pm 0,5$ дБ (5%), обеспечивает выполнение спектрального анализа с параметрами, указанными в таблице.

Параметры спектрального анализа виброанализатора СД-12М

Граничные частоты	25, 50, 100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400, 12 800, 25 600 Гц
Частотно-разрешение	400, 800, 1600 полос
Динамический диапазон	не хуже 70 дБ
Число усредняемых спектров	1–256
Детектор огибающей с полосовыми фильтрами	
1/3-октавные	800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3200, 4000, 5000, 6400, 8000, 10000, 12 800, 16 000, 20 000 Гц
1/1-октавные	50, 100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400, 12 800, 8000, 16 000 Гц

В процессе испытаний снималась частотная характеристика источника броуновского шума 0–1600 Гц, датчик устанавливался на стойке АС.



Рисунок 1 – Частотная характеристика источника броуновского шума 0–1600 Гц:
 верхний график – без использования мраморной плиты, нижний – с использованием мраморной плиты
 30 ×195×270 мм

Из результатов измерений, приведенных на рисунке 1, хорошо видна степень поглощения колебаний. Установлено, что волны, проходя через мраморную плиту, ослабевают на величину от 35дБ (+/-2) до 22 дБ (+/-2) в диапазоне от 0 до 1600Гц, что подтверждает виброизолирующие свойства мрамора и эффективность его применения в качестве виброизолирующего материала и для развязки компонентов акустической системы.

Работа получила поддержку по программе «УМНИК» Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере (протокол от 23.04.15).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КАНАЛА РОТОРА В ЦЕНТРОБЕЖНОМ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕ ВСТРЕЧНОГО УДАРА

ЗУБОВ В. В., ЛЕКОМЦЕВ П. Л.
Уральский государственный горный университет

В настоящее время для тонкого измельчения материалов применяют центробежные измельчители, в которых разрушение материала происходит при вращении навстречу друг другу двух роторов. Роторы конструктивно оформлены в виде цилиндрических решеток с щелеобразными прорезями (каналами), ширина которых уменьшается при удалении решеток от центра вращения к периферии. Разрушение происходит в основном при ударе частиц об элементы ротора, но имеет место также и срезание материала кромками каналов (Ахлюстина Н. В., Зубов В. В. *Аэродинамика ротора измельчителя встречного удара // Фундаментальные исследования. 2014. Вып. 8-6. С. 1279–1282*).

Большой практический интерес представляет собой определение минимальной ширины канала между элементами ротора центробежного измельчителя. Решим эту задачу, обозначив характерный размер частицы через $d_{\text{ч}}$.

Пусть частица входит в канал на глубину, равную $d_{\text{ч}}$. Частица может либо войти в канал свободно (вариант 1), либо после контакта с внутренней поверхностью элемента ряда 2 (вариант 2).

Частица испытывает свободный удар, так как не приходится ожидать раскалывания или среза слоя объекта максимальным размером 2 мм. Частица должна полностью выйти из контакта со стенкой щели первой решетки, т.е. войти в канал следующей решетки не менее чем на глубину, равную своему диаметру.

Тогда за время, требующееся частице для входа в канал на глубину $d_{\text{ч}}$ по варианту 1, стенка канала пройдет расстояние \tilde{a}_{min} (\tilde{a}_{min} – минимальная ширина канала):

$$\tilde{a}_{\text{min}} = \frac{d_{\text{ч}}}{v_{12r}} (u_{12} + u_{21}) = 2d_{\text{ч}} \frac{r_{12}}{\sqrt{r_{12}^2 - r_{11}^2}},$$

где v_{12r} – радиальная скорость частицы на входе в канал; u_{12}, u_{21} – окружные скорости элементов 1-й и 2-й цилиндрических решеток соответственно, r_{11}, r_{12} – внутренний и внешний радиусы 1-й решетки.

Выражение получено из условия равенства угловых скоростей решеток $\omega_1 = \omega_2$. Ширина канала в случае движения частицы по второму варианту определяется следующим образом.

Относительная скорость частицы равна нулю, поэтому частица, выйдя из контакта со стенкой, движется в направлении окружной скорости.

Исходя из этого соображения минимальная ширина канала может быть определена:

$$\tilde{a}_{\text{min}} = r_{12} \arccos \frac{r_{12}}{r_{12} + d_{\text{ч}}}.$$

Подстановка числовых значений дает для частицы диаметром 2 мм $\tilde{a}_{\text{min}} = 6,67$ мм при свободном входе в канал, а после контакта с поверхностью элемента (когда входит по касательной к окружности) $\tilde{a}_{\text{min}} = 13,9$ мм. Оба размера вполне реализуемы конструктивно.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ПОЛЕЙ НАСОСОВ ЦНСД

ИСЛЕНТЬЕВ А. О., ЧУРАКОВ Е. О.

Уральский государственный горный университет

В горной промышленности для водоотлива шахт и карьеров широко используются центробежные насосы. При выборе насосов ключевыми параметрами являются высокая производительность и напор. В основном данным требованиям отвечают спиральные насосы типа ЦН и однопоточные секционные насосы типа ЦНС. Каждый типоряд этих насосов обладает некоторыми преимуществами, но также имеются существенные недостатки. Спиральные насосы просты в эксплуатации, но весьма сложны в изготовлении и имеют самую большую металлоемкость и габаритность по сравнению с другими типами насосов [1]. У секционных однопоточных насосов противоположная ситуация. Они технологичны в изготовлении, но имеют существенные недостатки при эксплуатации, а именно очень низкую наработку на отказ их неотъемлемого узла – разгрузочного устройства, которое также снижает КПД насоса за счет объемных потерь на 3–5% [2].

В разрабатываемых на кафедре горной механики двухпоточных центробежных секционных насосах типа ЦНСД учтены достоинства двух перечисленных типов насосов. Их можно изготавливать из конструктивных единиц аналогичных секционных насосов, следовательно, они будут также технологичны в изготовлении, как и насосы типа ЦНС. Срок наработки на отказ выше, чем у насосов типа ЦНС, благодаря компенсации осевой силы путем симметричного расположения рабочих колес на валу, из конструкции исключается разгрузочное устройство, которое может выйти из строя за 150 ч при работе на грязной воде и потребовать замены, и составляет около 6500 ч, а также достигается повышение КПД насоса на 3–5% за счет уменьшения объемных потерь.

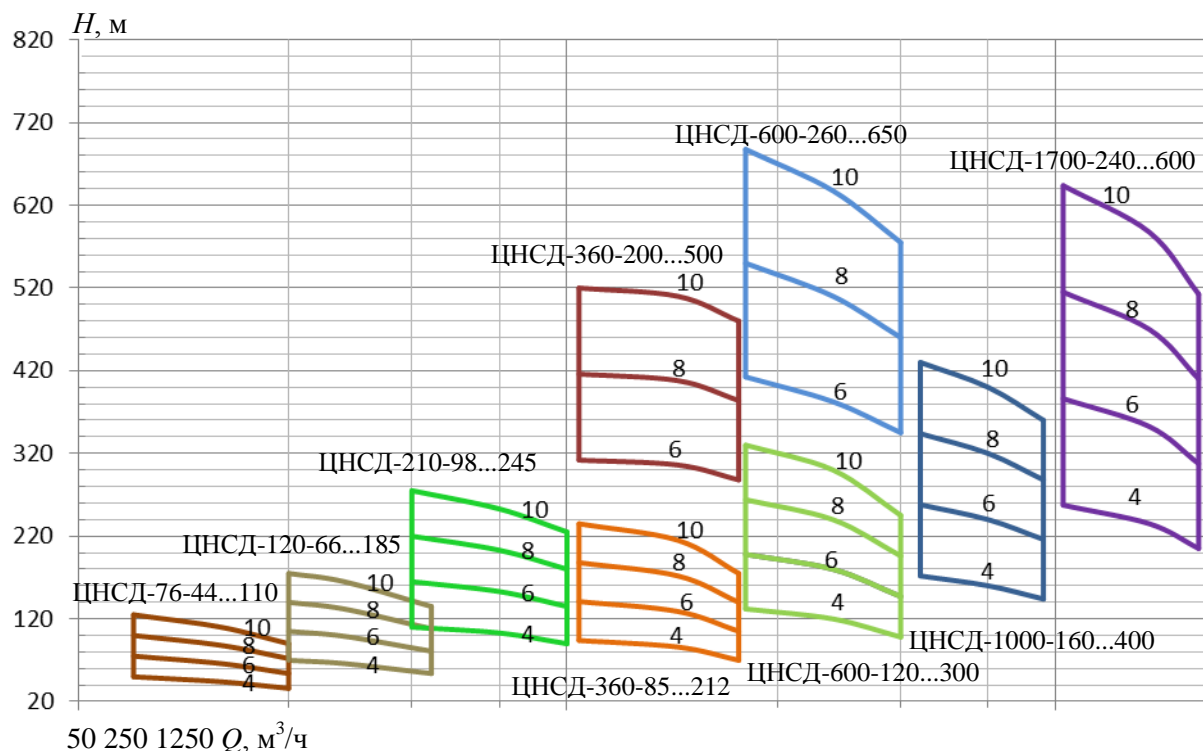


Рисунок 1 – Рабочие поля насосов ЦНСД

С учетом всех преимуществ типоряда насосов ЦНСД возникает необходимость определения их рабочих полей. Подача насоса ЦНСД в два раза больше аналогичного однопоточного насоса, но напор в два раза меньше, чем у аналога однопоточного насоса при условии использования одинакового количества рабочих секций. Удельные показатели по

затратам электроэнергии на работу одной и той же секции в насосах ЦНС и ЦНСД будут примерно одинаковы, значит, выбор насоса следует делать в зависимости от потребностей и конкретных условий эксплуатации. В сравнении со спиральными насосами у ЦНСД тоже есть свои преимущества. У спиральных насосов применяется не более 6, а чаще всего 4 рабочих колеса в конструкции, обусловлено это тем, что при больших давлениях не выдерживают сальниковые уплотнения и корпус с горизонтальным разъемом дает течи, а в ЦНСД возможно применение 10 рабочих колес (по 5 на группу), следовательно, напор может быть сравнительно больше при одинаковых параметрах рабочих колес.

Оценку ожидаемых рабочих полей производим по эмпирическим формулам [3]. Все полученные данные были обработаны и приведены в графический вид (рис. 1).

Итак, рабочие поля достаточно плотно расположены друг к другу и обхватывают большой диапазон производительности и напорности, что показывает необходимость и выгоду разработки типоряда насосов ЦНСД.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сравнительная оценка шахтных секционных двухпоточных насосов / С. А. Тимухин [и др.] // Изв. УГГУ. 2015. № 1(37). С 49–52.
2. Анализ эффективности разгрузочных устройств шахтных центробежных секционных насосов / А. В. Долганов [и др.] // Изв. УГГУ. 2014. № 2(34). С. 31–34.
3. Попов В. М. Водоотливные установки: справ.пособие. М.: Недра, 1990. 254 с.

АНАЛИЗ ПОДЪЕМА А-ОБРАЗНОЙ ВЫШКИ

КАБАНОВ И. Н., САВИНОВА Н. В.

Уральский государственный горный университет

Буровые вышки являются неотъемлемой частью буровых установок. Они предназначены для размещения оборудования буровой установки, проведения спускоподъемных операций, размещения бурильных свечей, используемых в процессе бурения. От технического совершенствования буровой вышки существенно зависят монтажеспособность и транспортабельность буровой установки, а также эффективность и безопасность бурения.

На сегодняшний день существует множество типов буровых вышек. По конструкции вышки принято делить на башенные и мачтовые. Для башенных вышек характерно наличие не менее трех опор. Их изготавливают в виде трех- или четырехгранной усеченной пирамиды, состоящей из трех или четырех ног, связанных между собой поясами и гибкими диагональными связями. Существуют конструкции, ноги которых изготовлены из четырехгранных ферм или из труб большого диаметра.

Мачтовые вышки имеют одну или две опоры. Они представляют собой А-образную пространственную металлоконструкцию и благодаря сварной конструкции секций ног обладают высокой монтажеспособностью. Ноги вышки имеют треугольное, четырехугольное либо кольцевое сечение. Мачтовая А-образная вышка состоит из двух ног и подкосов, удерживающих вышку в рабочем положении. Жесткость и монтажеспособность отлично сочетаются в буровых вышках с открытой передней гранью. На рисунке 1 представлен общий вид башенной и мачтовой вышек.

Одним из главных критериев эффективности конструкции буровой вышки на сегодняшний день является монтажеспособность. Действительно, с учетом необходимости перемещения буровой установки с одного месторождения на другое время на монтаж установки играет большую роль.

На практике существует несколько способов монтажа буровых вышек. Существуют горизонтальные и вертикальные способы сборки вышек.

К вертикальным способам относят способ «снизу-вверх». Этот способ реализуют, применяя одну (сборка вышек подвесной стрелой) или две (метод Асан-Нури или сборка вышек «шагающими» стрелами) подъемные стрелы. Также существует метод «сверху-вниз» при помощи подъемника Кершенбаума. Такими способами можно производить монтаж только башенных вышек, что обуславливается их конструкцией.

К горизонтальным способам подъема относят сборку вышек по методу Духнина, сборку по методу Бержеца, а также при помощи подъемных стрел.

К методам горизонтального монтажа вышек относят также монтаж при помощи козел. Этим способом производится подъем вышек с открытой передней гранью.

Первоначально производится сборка вышки в горизонтальном положении из отдельных секций. В комплект конструкции входят козлы, служащие для подъема и опускания вышки. Подъем осуществляется натяжением каната основной талевой системы. При включении лебедки натягивается канат талевой системы. Крюк талевой системы двигается к вершине вышки и натягивает канат, перекинутый через специальные блоки, вследствие чего происходит подъем. Во избежание опрокидывания при подъеме вышки козлы временно крепят к анкерным опорам. Этот способ значительно ускоряет, упрощает и удешевляет подготовительные и монтажные работы и является прогрессивным. Схема монтажа приведенным способом также изображена на рисунке 1.

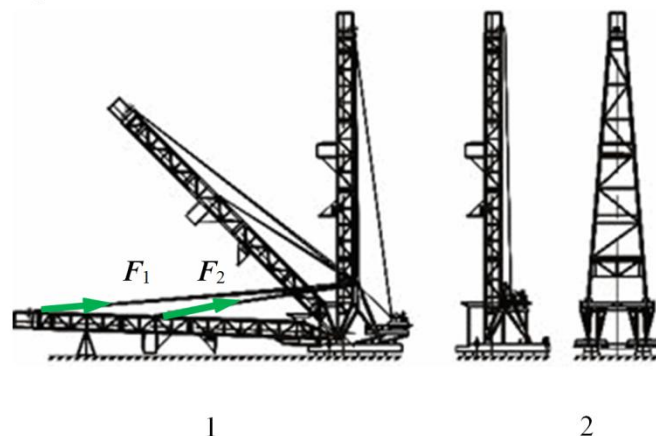


Рисунок 1 – Подъем мачтовой вышки с открытой передней гранью:
1 – монтажное положение (подъем); 2 – рабочее положение

В работе были проведены расчеты на прочность А-образной мачты с открытой гранью в процессе подъема. Расчет произведен методом конечных элементов в среде автоматизированного проектирования *APMWinMachine* в модуле расчета напряженно-деформированного состояния трехмерных конструкций *APMStructure3D*. Для моделирования основных несущих элементов, раскосов, стяжек использован *стержневой элемент* соответствующего сечения. Масса вспомогательных элементов конструкции (соединения, лестницы, площадки, ограждения и т.п.) учтена в распределенной массе элементов путем введения множителя собственного веса.

Сила отрыва вышки от козел составила

$$F_{отр} = k_m m g K_d,$$

где K_d – коэффициент динамичности (принят равным 1,3); k_m – множитель собственного веса конструкции (отношение паспортной массы вышки к расчетной массе модели, для данной вышки составил 1,25).

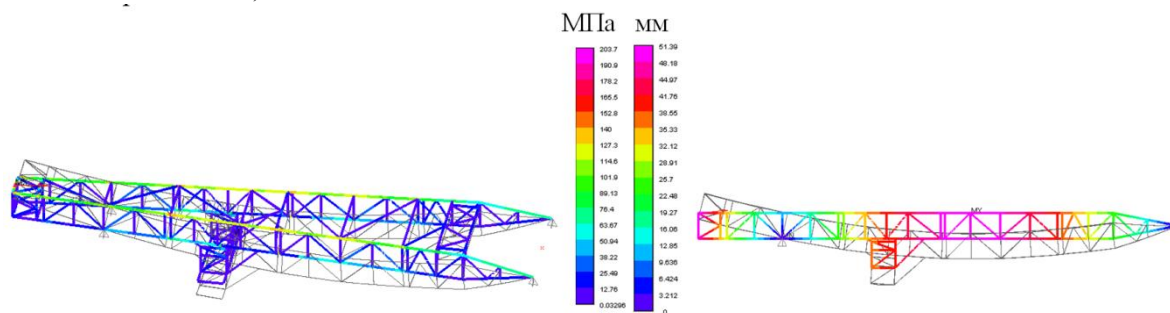


Рисунок 2 – Результаты расчет на прочность

Сила распределена между ветвями каната согласно расчетной схеме (см. рисунок1).

На рисунке2 показаны карты эквивалентных напряжений и перемещений вышки в момент отрыва от козел.

РАСЧЕТ СТАНИНЫ ГИДРОФИЦИРОВАННОЙ КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ

КАЛЯНОВ А. Е., ЛАГУНОВА Ю. А.

Уральский государственный горный университет

Корпус конусной дробилки представляет собой сложную деталь, расчет которой возможен только с использованием специальных программ расчета. Выявление возможности последующей эксплуатации проводится на базе анализа напряженно-деформированного состояния [1].

Для анализа возможного выхода корпуса дробилки из строя должны быть определены максимальные значения напряжений. Наибольшие напряжения будут при действии максимальных нагрузок, которые действуют при пропуске недробимого тела.

При попадании недробимого тела конус, двигаясь за счет инерции и усилия от эксцентрика, через недробимое тело приподнимет всю верхнюю часть дробилки. Опорное кольцо приподнимется относительно станины, при этом жидкость из гидроцилиндров поступает в гидроаккумулятор, где происходит увеличение давления.

В расчетах принято увеличение максимального усилия на штоке гидроцилиндра на 30 %, причем в связи с наклоном опорного кольца относительно опорной поверхности станины это увеличение будет на гидроцилиндре у недробимого тела, у других будет постепенное уменьшение давления до настроенного при отсутствии срабатывания. Изменение усилий определено расчетами.

При попадании недробимого тела усилие со стороны подвижного конуса передается через тело на броню чаши. При движении конуса он начнет через регулирующее кольцо поднимать опорное кольцо относительно станины с поворотом его относительно противоположной недробимому телу точки. При подъеме опорного кольца будет происходить смещение штоков гидроцилиндров, жидкость из которых начнет передаваться в гидропневмоаккумулятор, за счет чего давление в аккумуляторе увеличится выше давления начальной зарядки. При подъеме опорного кольца усилие на него со стороны штоков гидроцилиндров будет действовать вниз, а на станину от корпуса гидроцилиндра – вверх.

При расчете усилий в качестве исходных данных использовано суммарное усилие прижатия гидроцилиндрами опорного кольца к станине $F_{ст.в}$.

Усилие прижатия определяется давлением и рабочей площадью гидроцилиндра. При расчетах напряжений учитывается увеличение давления за счет повышения давления в гидропневмоаккумуляторе и увеличении давления при истечении жидкости из гидроцилиндра.

При расчете максимальных усилий рассматривается несколько положений недробимого тела в камере дробления. Положения задаются высотой от верхней точки входа в камеру до нижней точки.

Усилия на штоке гидроцилиндра при начальном давлении до подъема опорного кольца:

$$F_{гц} = F_{ст.в} / N_{гц} = 7000 / 16 = 437,5 \text{ кН.}$$

Максимальное усилие на штоке гидроцилиндра при наибольшем смещении штока в процессе поворота опорного кольца

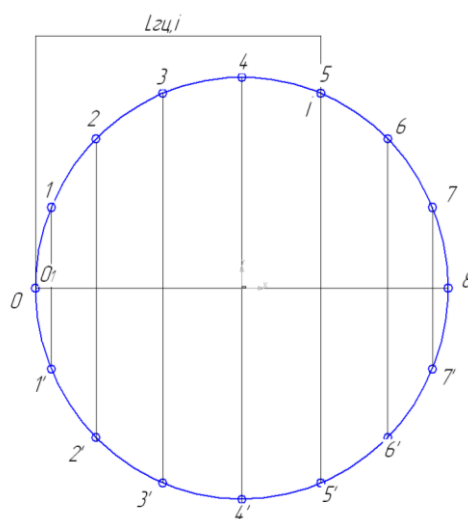


Рисунок 1– Схема к расчету

$$F_{гцmax} = F_{гц} k_d = 437,5 \cdot 1,3 = 568,75 \text{ кН.}$$

Штоки гидроцилиндров при повороте опорного кольца смещаются на разные расстояния. Для расчета усилий на штоках гидроцилиндров в конструкторском пакете «Компас» изображена схема (рисунок 1) и на ней замеры расстояния. С использованием пропорции определены перемещения штоков и соответственно усилия. Полученные значения усилий затем использованы в модели при расчетах напряжений.

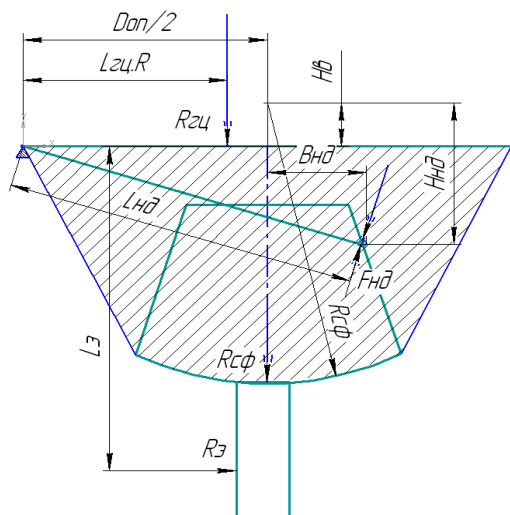


Рисунок 2 – Схема к расчету усилий

При попадании недробимого тела начнется поворот опорного кольца относительно точки OI . Удерживающим усилием от поворота опорного кольца будет усилие от штоков гидроцилиндров, которое реализуется удерживающим моментом $M_{гц}$.

Усилие на недробимом теле $F_{нд}$ зависит от положения тела. Действует усилие по касательной к окружности с центром в точке OI радиусом $L_{нд}$, проходящей через точку контакта недробимого тела с броней конуса (рисунок 2) [1].

Усилие на недробимом теле при подъеме опорного кольца

$$F_{нд} = M_{гц} / L_{нд}.$$

Угол наклона усилия $F_{нд}$ к вертикали

$$\Psi = \arcsin[(H_{нд} - H_{в}) / L_{нд}].$$

Горизонтальная составляющая усилия на недробимом теле при подъеме опорного кольца

$$F_{нд.г} = F_{нд} \sin \Psi.$$

Реакция внутренней расточки эксцентрика

$$R_з = F_{нд} L_{нд} / L_з.$$

Реакция сферической опоры [1]

$$R_{сф} = R_{гц}.$$

После расчета усилий и нагрузок проводим анализ напряженно-деформированного состояния корпуса дробилки по следующему алгоритму:

- 1) создание объемной модели станины с использованием конструкторского пакета объемного параметрического моделирования;
- 2) передача модели через *step*-формат в модуль *APM Studio* системы расчета *APM WinMachine*;
- 3) проведение расчетов в модуле *APM Studio* (задание материала, приложение нагрузок, установка закреплений, разбивка сплошной модели на конечные элементы, передача преобразованной модели в модуль *APM Structure 3D*);
- 4) проведение расчетов в модуле *APM Structure 3D*;
- 5) оформление и анализ полученных результатов [2].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Клушанцев Б. В., Косарев А. И., Муйземнек Ю. А. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
2. Замрий А. А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде *APMStructure3D*. М.: АПМ, 2004. 208 с.

ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

КОНДРАШКОВ И. Т.

Уральский государственный горный университет

Современные условия применения тяжелой техники определяют направленность исследований по повышению эксплуатационных характеристик рабочего оборудования гидравлического экскаватора.

При проектировании гидравлических экскаваторов приходится решать обратную задачу – определять размеры и граничные перемещения элементов рабочего оборудования, удовлетворяющие параметрам рабочей зоны, которая задается технологами горного производства. Вид рабочей зоны показан на рисунке 1.

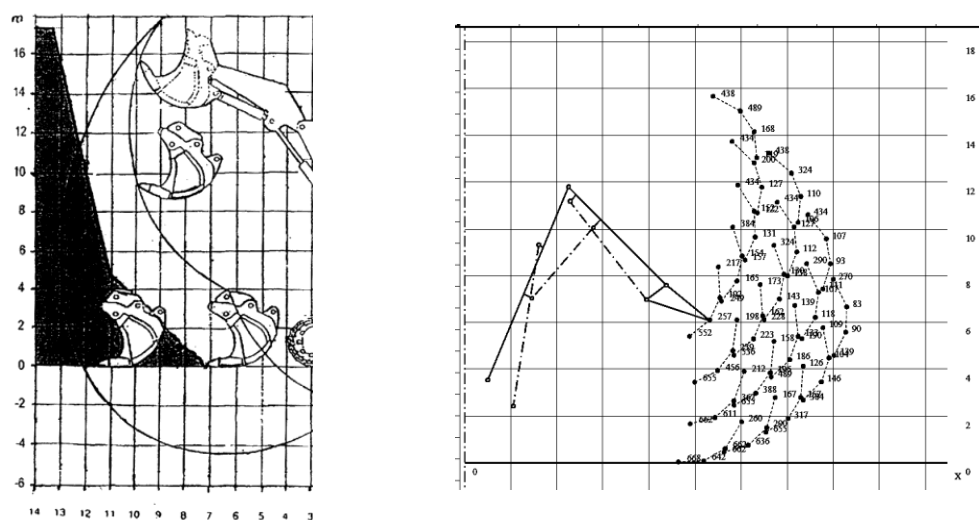


Рисунок 1 – Схема рабочей зоны экскаватора и результат моделирования

Интеграция конструкторских решений применительно к системе *машина–забой* позволяет следовать двум концепциям: повышение рабочей массы экскаватора и сохранение усилий копания, облегчение удлиненного рабочего оборудования при некотором снижении энергосиловых показателей и сохранении рабочей массы экскаватора.

Существенным технологическим недостатком гидравлических экскаваторов является серповидная траектория перемещения режущей кромки ковша. Это приводит к тому, что при невозможности осуществления управляемого обрушения (плохое качество буровзрывной подготовки массива, склонность пород к смерзанию и слеживанию) высота забоя карьерного гидравлического экскаватора не может превышать величину, соответствующую эффективной высоте копания. Для машин типа ЭГ-12А и ЭГ-20 этот параметр в среднем составляет 10–12 и 14–16 м. Следовательно, допустимые для этих условий высоты забоев экскаваторов с соизмеримой вместимостью ковшей ЭКГ-12,5И и ЭКГ-20 в среднем на 30–40 % выше [1].

Это означает, что суммарные приведенные затраты при эксплуатации традиционных механических лопат за счет возможности увеличения высоты обрабатываемых забоев могут быть снижены на 1,5–2 % по сравнению с вариантом применения гидравлических экскаваторов.

Математическое моделирование процесса взаимодействия рабочего оборудования и горной массы позволяет с достаточной точностью проанализировать схему отработки. Другими словами, параллельно решается ряд задач:

- 1) оптимизация конструкторской компоновки рабочего оборудования гидроэкскаватора;
- 2) выявление «белых зон», не участвующих в процессе;

- 3) корректировка в режиме реального времени (входных и выходных параметров);
- 4) перестройка модели;
- 5) проведение эксперимента на основе ДФЭ.

Часть задач решается в магистерской диссертации. Разработана математическая модель, позволяющая проводить исследования движения ковша и выполнения требуемых функций копания. Модель составлена на формулах расчета координат по задаваемым выдвиганиям штоков гидроцилиндров поворота ковша, рукояти и стрелы. По максимальным усилиям гидроцилиндров рассчитывается усилие на зубьях ковша. Вывод результатов в таблицы и на схему позволяет проанализировать возможность работы экскаватора при заданных горно-технологических условиях.

Результат расчета траекторий и усилий копания приведен на рисунке 1.

Рассмотрим выборку из статьи П. А. Побегайло [2]. По большинству рассматриваемых параметров (объемам горной массы, производительности, коэффициенту использования и др.) наилучшие показатели имеют экскаваторы EX-3500 фирмы Hitachi и CAT-5230 фирмы Caterpillar.

Эффективность использования экскаваторного парка определяется комплексом взаимосвязанных факторов, основными из которых являются технические возможности экскаватора, технологические параметры взорванной горной массы, соотношение высоты забоя и паспортной характеристики оборудования, а также обеспеченность забоев автотранспортом. Разработанная модель позволяет проводить исследования для этих параметров.

Важным параметром для экскаватора является возможная высота забоя. На разрезе «Кедровский» забои высотой до 20 м формировались при испытании экскаваторов ЭГ-12 и ЭГ-12А. Показатель обрушения определяется соотношением объема обрушенной горной массы к объему, экскавируемому при подработке забоя, и во взаимосвязи с технологическими параметрами экскаваторов определяется по формуле [3]:

$$n_o = - \left\{ \left[\frac{kH_{\max} R_{\text{коп.у}}}{\left[h_k b_k - (0,25h_k^2)(b_k / 6 - 1) \text{ctg } \beta \right] k_{p.п}} \right] - 1 \right\} k'_p,$$

где k – коэффициент, учитывающий приведение параметров экскаватора к параметрам забоя; $k_{p.п}$ – коэффициент разрыхления при подработке в забое; k'_p – отношение коэффициентов разрыхления и обрушенной горной массы и в забое [1]. Эта формула использована в модели в качестве ограничения на рабочую зону.

Дальнейшая оптимизация направлена на снижение металлоемкости и потребление энергии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Штейнцайг В. М. Интенсификация открытых горных работ с применением мощных карьерных одноковшовых экскаваторов. М.: Наука, 1990. 142 с.
2. Побегайло П. А. История создания карьерных гидравлических экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 8. С. 24–31.
3. Рубцов С. К., Шлыков А. Г. и др., Опыт применения гидравлических и канатных экскаваторов на карьере «Мурунтау». 2006. Семинар № 12. С. 268–276.

ПОВЫШЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

КОПАЧЕВ В. Ф., НУРИСЛАМОВА Ю. Ф., ГОПШОВА А. С., ЛУКОЯНОВА Е. Д.
Уральский государственный горный университет

Результаты рассмотрения фактического состояния шахтного вентиляторостроения показывает, что традиционные методы повышения аэродинамических параметров шахтных вентиляторов, заключающиеся в совершенствовании формы лопаток их рабочих колес, практически исчерпали свои возможности, поэтому улучшение технических параметров шахтных вентиляторов может быть достигнуто за счет повышения их аэродинамической нагруженности.

Для осевых машин более целесообразным является способ повышения аэродинамической нагруженности путем радиального смещения потока. Методом конструктивной реализации этого способа является ориентация на создание вентиляторов смешанного принципа действия, обладающих более эффективным использованием проточной части машины. Следствием этого является повышение аэродинамических параметров, увеличивающих адаптивные свойства, улучшение энергетических и шумовых характеристик без увеличения массогабаритных показателей и частот вращения рабочих колес, что представляет существенный интерес с точки зрения снижения энергетических затрат как на местное, так и на общешахтное проветривание. Реализация поставленной задачи была осуществлена в конструкции диагонального вентилятора, разработанного в Уральском государственном горном университете [1]. Данная конструкция диагонального вентилятора (рисунок 1) содержит корпус, выполненный в форме конуса 1 на участке рабочего колеса, рабочее колесо с лопатками 2 и конической втулкой 3, обтекатель 4, лопаточный спрямляющий аппарат 5. Воздушный поток 6 движется в осе-радиальном направлении под углом к оси вращения рабочего колеса (γ_1 – угол наклона втулки, γ_2 – угол наклона корпуса на участке рабочего колеса).

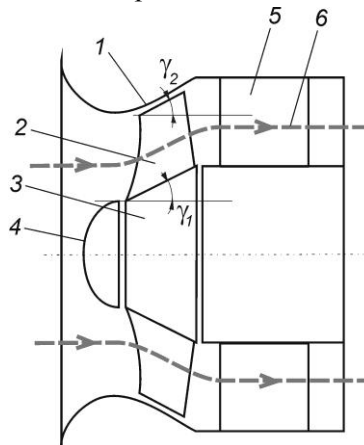


Рисунок 1 – Диагональный вентилятор

Более высокие аэродинамические и энергетические показатели достигаются в предложенной конструкции за счет соответствующей формы корпуса и втулки вентилятора в области рабочего колеса и спрямляющего аппарата, что дает возможность использовать радиальное давление, возникающее вследствие радиального смещения потока в процессе его закручивания в рабочем колесе. Повышение аэродинамических параметров вентилятора достигается за счет снижения потерь, так как в этом случае форма проточной части вентилятора соответствует траектории смещения потока воздуха в рабочем колесе и спрямляющем аппарате. При этом происходит расширение области устойчивой работы и промышленного использования вентилятора путем уменьшения вращающегося срыва в его лопаточных венцах, что достигается отношением углов конусности втулки и корпуса в пределах 1,28–1,33. При указанных соотношениях углов конусности втулки рабочего колеса и корпуса вентилятора центробежная составляющая потока, действующая в рабочем колесе в направлении радиуса от втулки к корпусу, создает статическое давление, препятствующее возникновению вращающегося срыва.

Для подтверждения выдвинутой гипотезы, а также ввиду чрезвычайно сложного пространственного течения в диагональном вентиляторе были проведены его экспериментальные исследования на стенде испытательной станции ОАО «Красногвардейский машиностроительный завод». Для этих целей был изготовлен опытный образец диагональных вентиляторов с диаметром рабочего колеса $D_{ср} = 8,0$ дм, для которых было принято обозначение ВМЭ-8,2ГК. В результате проведенных испытаний была получена

аэродинамическая характеристика вентилятора и подтверждены основные положения теоретических исследований аэродинамики диагональных вентиляторов. Характер кривой давления показал расширение области устойчивой работы вентилятора и повышение создаваемого им давления до 15 % по сравнению с осевыми вентиляторами. В номинальном режиме вентилятор имеет производительность $Q_{\text{вн}} = 15 \text{ м}^3/\text{с}$ и полное давление $P_{\text{вн}} = 4000 \text{ Па}$.

Аэродинамические параметры, полученные на модели, превышают параметры аналогичных вентиляторов типа ВМЭ-8-90 производства ОАО «Томский электромеханический завод» и ВМЭВО-8А производства ЗАО ЗВО «Донвентилятор» (таблица). Результаты сравнения показывают, что диагональные вентиляторы по сравнению с осевыми развивают давление больше чем на 9 %, при этом диапазон их подач увеличивается на 15 %.

Сравнительные показатели вентиляторов ВМЭ-8,2ГК и ВМЭВО-8А
(при углах установки лопаток входного направляющего аппарата $\theta_{\text{в.н.а}} = 0^\circ$)

Показатель	Тип вентилятора	
	ВМЭ-8,2ГК	ВМЭВО-8А
Аэродинамическая схема	ОРВ42-126	Аэровент-AV70-102с
Номинальный диаметр рабочего колеса, мм	800	800
Номинальная подача, $\text{м}^3/\text{с}$	15	15
Номинальное полное давления, Па	4000	3800
Подача в рабочей области, $\text{м}^3/\text{с}$	4–19	6–19
Полное давление в рабочей области, Па	1000–5200	800–4600
Максимальный полный коэффициент полезного действия	0,67	0,72
Мощность электропривода, кВт	90	90
Номинальная частота вращения рабочего колеса, мин^{-1}	2950	2950
Глубина регулирования по производительности $E_{\text{п}}$	0,78	0,68
Глубина регулирования по давлению $E_{\text{п}}$	0,80	0,71

Устранение срывной зоны на характеристике вентилятора приводит к расширению его рабочей зоны и увеличению глубины регулирования по производительности. За счет более полного использования проточной части диагональные вентиляторы имеют более высокие аэродинамические параметры в сравнении с осевыми аналогами, и их применение позволит использовать вентиляторы меньших размеров и сократить расходы на проветривание шахт и рудников.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Диагональный вентилятор: пат. 2455528 от 05.05.2010 г.
2. Тимухин С. А., Копачев В. Ф., Лысенко С. В. О разработке типоразмерного ряда шахтных подземных осерадиальных вентиляторов // Изв. вузов. Горный журнал. 2010. № 7. С. 97–99.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

ЛАПЕХИН Д. О.

Уральский государственный горный университет

Цель исследований – выявление возможности снижения массы рабочего оборудования экскаватора гидравлического ЭГО-8 и за счет этого – повышение его производительности.

Исследования проведены для стрелы экскаватора ЭГО-8 (экскаватор гидравлический) с рабочим оборудованием типа «обратная лопата» и объемом ковша 8 м³. Обратная лопата – тип рабочего оборудования одноковшового экскаватора, обеспечивающий копание движением стрелы и рукояти с ковшом вниз и по направлению к самой машине, как правило, ниже уровня ее установки. Обратные лопаты применяют главным образом для проходки канав, дренажных траншей и других вспомогательных работ.

Гидравлическая обратная лопата включает в основном те же главные рабочие элементы (стрела, рукоять и ковш), что и у механической обратной лопаты, за исключением дополнительной стойки, поддерживающей подъемный канат. Кроме того, подъем стрелы, поворот рукояти и ковша осуществляются за счет усилий, создаваемых гидроцилиндрами. Под действием этих же гидроцилиндров, а также веса рабочего оборудования ковш внедряется в горные породы.

Гидроцилиндром можно изменять угол наклона ковша по отношению к рукояти. Это улучшает степень его загрузки, увеличивает скорость разгрузки и является одним из основных преимуществ гидравлических обратных лопат перед механическими, а также имеет лучшие кинематические и весовые характеристики. Выгрузка ковша гидравлических обратных лопат в отличие от механических осуществляется поворотом ковша относительно рукояти.

Исследование начинаем с анализа конструкции стрелы с использованием приложения КОМПАС 3D (рисунок 1), ее проектирования и улучшения массовых показателей за счет уменьшения толщины плит данной конструкции. Анализ напряженно-деформированного состояния позволяет выявить элементы, имеющие излишние запасы прочности, подобрать оптимальные сечения и за счет этого уменьшить массу рабочего оборудования. Для этого используется программа АПМ WinMachine.

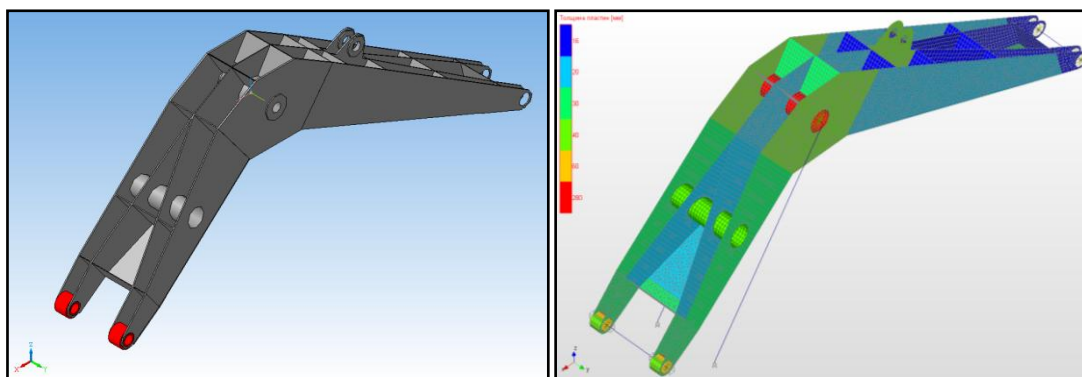


Рисунок 1 – Конструкция стрелы экскаватора ЭГО-8

На основе чертежей рассматриваемого оборудования создана пластинчатая модель. К ней приложены максимальные нагрузки. С использованием созданной модели проведены исследования напряженно-деформированного состояния стрелы. Рассмотрена базовая модель при задании толщины пластин существующей модели экскаватора, результаты представлены на рисунке 2. Были выявлены недогруженные элементы, определены места концентрации напряжений.

В последующих расчетах конструкции были уменьшены сечения элементов, имеющих излишний запас прочности. Это и обеспечит уменьшение массы конструкции. Получена масса 23 281 кг, а базовой модели – 30 017 кг; таким образом, можно получить снижение массы на 6736 кг.

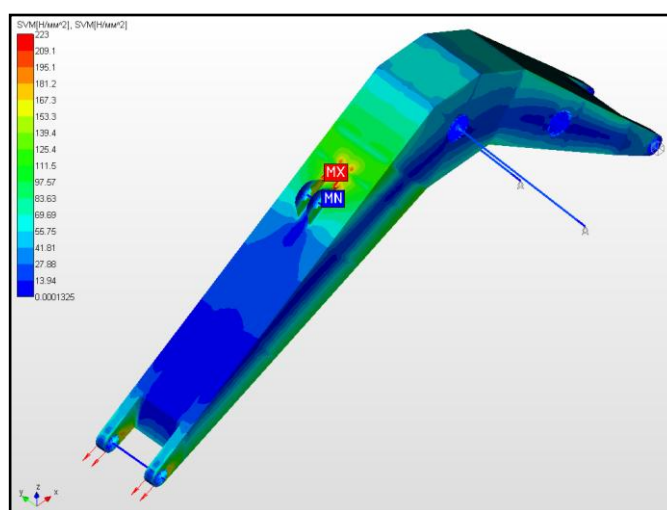


Рисунок 2 – Результаты расчета базовой стрелы экскаватора ЭГО-8

Снижение массы скажется и на работе всей машины в целом. Снизится нагрузка на основные элементы стрелы и систему гидропривода, концентраторы напряжения будут распределены на большей поверхности, в результате чего нагрузка будет распределена более равномерно по всей конструкции (результаты приведены на рис. 3). Уменьшится также момент инерции поворотной части экскаватора, а это приведет к уменьшению времени цикла и повышению производительности экскаватора.

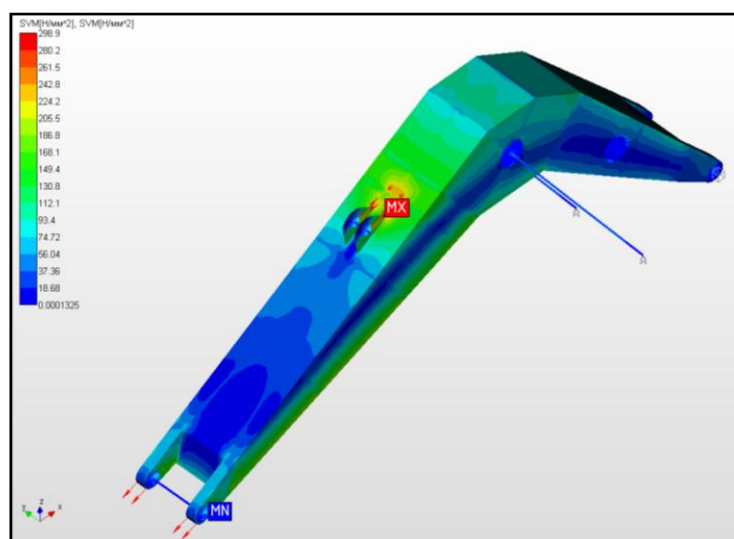


Рисунок 3 – Результат расчета предлагаемой модели стрелы экскаватора ЭГО-8

Итак, программа *АИМ WinMachine* позволяет грамотно спроектировать конструкцию, подбирая сечения элементов, которые обеспечат при достаточном коэффициенте запаса по прочности и устойчивости минимальную металлоемкость. Благодаря ей была разработана конструкция, по ряду параметров превосходящая действующую. Удалось добиться снижения массы на 6736 кг, сохранив прочность и надежность рабочего элемента.

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ИНЖЕНЕРНЫХ ФОРМУЛ ДЛЯ РАСЧЕТА ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ НАГРУЗОК ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СШНУ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СКВАЖИН

ЛАТЫПОВА К. А., ГУСЬКОВА И. А.

Альметьевский государственный нефтяной институт

Предварительный выбор типоразмеров и режимов работы скважинного оборудования является одним из ключевых вопросов рационального способа эксплуатации скважин.

Одним из критериев эффективности при выборе способа эксплуатации добывающей скважины может быть максимум эксплуатационной надежности оборудования, так как подавляющая доля всех текущих ремонтов скважин связана с отказами скважинного оборудования [1].

В настоящее время существует ряд зависимостей для определения экстремальных нагрузок, действующих на полированный шток. Некоторые из них выведены теоретическим путем, другие – чисто эмпирические [2].

Результаты расчетов по этим формулам несколько отличаются между собой. Это можно объяснить тем, что все формулы были установлены для определенных условий работы.

Таким образом, для расчета экстремальных нагрузок при предварительном выборе скважинного оборудования встает вопрос выбора инженерных формул для конкретных геологических условий.

В данной работе выполнено сопоставление результатов инженерных формул с фактическими значениями, полученными путем динамометрирования. Результаты сопоставления представлены в таблице.

Результаты расчета максимальных и минимальных нагрузок скважин 5
залежи НГДУ «Альметьевнефть»

Формула	Номер скважины											
	10781				15627				15676			
	P_{\max} , кН	P_{\min} , кН	ΔP_{\max} , кН	ΔP_{\min} , кН	P_{\max} , кН	P_{\min} , кН	ΔP_{\max} , кН	ΔP_{\min} , кН	P_{\max} , кН	P_{\min} , кН	ΔP_{\max} , кН	ΔP_{\min} , кН
Дж. Сп. Слоннеджера	44,9	18,6	6,97	-4,19	46,88	14,33	2,9	-3,0	43,57	20,34	7,4	-2,48
Е. Н. Кемлера	42,19	–	4,26	–	44,71	–	-0,27	–	41,48	–	5,31	–
И. М. Муравьева	37,7	–	-0,23	–	40,11	–	-3,87	–	37,15	–	0,98	–
К. Н. Миллса	39,73	32,01	1,8	9,22	41,05	26,55	-2,93	9,22	39,2	31,8	3,03	8,98
Б. Ф. Ленджера	38,79	–	0,86	–	40,32	–	-3,66	–	38,77	–	2,6	–
И. А. Чарного	37,7	–	-0,23	–	40,11	–	-3,87	–	37,15	–	0,98	–
А. Н. Адонина	40,84	25,71	2,91	2,92	42,43	21,67	-1,55	4,34	40,43	26,59	4,26	3,77
А. С. Вирновского	39,15	–	1,22	–	40,61	–	-3,37	–	38,91	–	2,74	–
Р. В. Ринитца	35,65	–	-2,28	–	38,49	–	-5,49	–	35,3	–	-0,87	–
Д. В. Джонса	–	22,07	–	-0,72	–	18,4	–	1,07	–	22,99	–	0,17
Н. Д. Дрэготеску и Н. Б. Драгомилеску	–	23,47	–	0,68	–	19,69	–	2,36	–	24,91	–	2,09
Д. О. Джонсона	–	25,07	–	2,28	–	21,24	–	3,91	–	26,19	–	3,37

Для расчета использовались формулы Дж. Сп. Слоннеджера, Е.Н. Кемлера, И.М. Муравьева, К.Н. Миллса, Б.Ф. Ленджера, И.А. Чарного, А.Н. Адонина, А.С. Вирновского, Р.В. Ринитца, Д.В. Джонса, Н.Д. Дрэготеску и Н.Б. Драгомилеску, Д.О. Джонсона. Для анализа использовались динамограммы со скважин 5 залежи Ромашкинского месторождения НГДУ «Альметьевнефть»: № 10781, 15627, 15676.

Необходимо отметить, что в результате анализа экстремальных нагрузок по данным динамограмм установлено существенное изменение максимальных и минимальных нагрузок с течением времени. Так, за период два месяца максимальная нагрузка в скв. №15676 увеличилась на 8,34 кН, что составляет 23% от первоначального значения, в то время как значение минимальной нагрузки уменьшилось на 8,08 кН (35,4%).

В результате сопоставления фактических и расчетных данных установлен существенный размах выборки данных по экстремальным нагрузкам.

Показано, что при расчете максимальной нагрузки по формуле Дж. Сп. Слоннеджера отклонение от фактических значений максимально и составляет 20,45% (скв. №15676). При расчете минимальной нагрузки по формуле К.Н. Миллса отклонение от фактических значений достигает 53,2% (скв. №15627). Таким образом, данные формулы не могут быть рекомендованы для предварительных инженерных расчетов.

Для расчета максимальных нагрузок могут быть использованы формулы И.М. Муравьева и И.А. Чарного, которые по точности удовлетворяют практическим требованиям в данном диапазоне эксплуатационных условий. Для расчета минимальных нагрузок может быть предложена формула Д.В. Джонса – при расчете минимальной нагрузки получен максимум сходимости расчетных и фактических значений.

Для уточнения данных рекомендаций необходим дальнейший статистический анализ промысловых данных.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мищенко И. Т. Скважинная добыча нефти: учеб. пособие для вузов. М.: Нефть и газ, 2003. 816 с.
2. Дрэготеску Н. Д. Глубинно-насосная добыча нефти. М.: Недра, 1966. 417 с.

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ИНЖЕНЕРНЫХ ФОРМУЛ ДЛЯ РАСЧЕТА ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ НАГРУЗОК ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СШНУ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СКВАЖИН

ЛАТЫПОВА К. А., ГУСЬКОВА И. А.

Альметьевский государственный нефтяной институт

Предварительный выбор типоразмеров и режимов работы скважинного оборудования является одним из ключевых вопросов рационального способа эксплуатации скважин.

Одним из критериев эффективности при выборе способа эксплуатации добывающей скважины может быть максимум эксплуатационной надежности оборудования, так как подавляющая доля всех текущих ремонтов скважин связана с отказами скважинного оборудования [1].

В настоящее время существует ряд зависимостей для определения экстремальных нагрузок, действующих на полированный шток. Некоторые из них выведены теоретическим путем, другие – чисто эмпирические [2].

Результаты расчетов по этим формулам несколько отличаются между собой. Это можно объяснить тем, что все формулы были установлены для определенных условий работы.

Таким образом, для расчета экстремальных нагрузок при предварительном выборе скважинного оборудования встает вопрос выбора инженерных формул для конкретных геологических условий.

В данной работе выполнено сопоставление результатов инженерных формул с фактическими значениями, полученными путем динамометрирования. Результаты сопоставления представлены в таблице.

Результаты расчета максимальных и минимальных нагрузок скважин 5
залежи НГДУ «Альметьевнефть»

Формула	Номер скважины											
	10781				15627				15676			
	P_{max} , кН	P_{min} , кН	ΔP_{max} , кН	ΔP_{min} , кН	P_{max} , кН	P_{min} , кН	ΔP_{max} , кН	ΔP_{min} , кН	P_{max} , кН	P_{min} , кН	ΔP_{max} , кН	ΔP_{min} , кН
Дж. Сп. Слоннеджера	44,9	18,6	6,97	-4,19	46,88	14,33	2,9	-3,0	43,57	20,34	7,4	-2,48
Е. Н. Кемлера	42,19	–	4,26	–	44,71	–	-0,27	–	41,48	–	5,31	–
И. М. Муравьева	37,7	–	-0,23	–	40,11	–	-3,87	–	37,15	–	0,98	–
К. Н. Миллса	39,73	32,01	1,8	9,22	41,05	26,55	-2,93	9,22	39,2	31,8	3,03	8,98
Б. Ф. Ленджера	38,79	–	0,86	–	40,32	–	-3,66	–	38,77	–	2,6	–
И. А. Чарного	37,7	–	-0,23	–	40,11	–	-3,87	–	37,15	–	0,98	–
А. Н. Адонина	40,84	25,71	2,91	2,92	42,43	21,67	-1,55	4,34	40,43	26,59	4,26	3,77
А. С. Вирновского	39,15	–	1,22	–	40,61	–	-3,37	–	38,91	–	2,74	–
Р. В. Ринитца	35,65	–	-2,28	–	38,49	–	-5,49	–	35,3	–	-0,87	–
Д. В. Джонса	–	22,07	–	-0,72	–	18,4	–	1,07	–	22,99	–	0,17
Н. Д. Дрэготеску и Н. Б. Драгомиреску	–	23,47	–	0,68	–	19,69	–	2,36	–	24,91	–	2,09
Д. О. Джонсона	–	25,07	–	2,28	–	21,24	–	3,91	–	26,19	–	3,37

Для расчета использовались формулы Дж. Сп. Слоннеджера, Е.Н. Кемлера, И.М. Муравьева, К.Н. Миллса, Б.Ф. Ленджера, И.А. Чарного, А.Н. Адонина, А.С. Вирновского, Р.В. Ринитца, Д.В. Джонса, Н.Д. Дрэготеску и Н.Б. Драгомиреску, Д.О. Джонсона. Для анализа использовались динамограммы со скважин 5 залежи Ромашкинского месторождения НГДУ «Альметьевнефть»: № 10781, 15627, 15676.

Необходимо отметить, что в результате анализа экстремальных нагрузок по данным динамограмм установлено существенное изменение максимальных и минимальных нагрузок с течением времени. Так, за период два месяца максимальная нагрузка в скв. №15676 увеличилась на 8,34 кН, что составляет 23% от первоначального значения, в то время как значение минимальной нагрузки уменьшилось на 8,08 кН (35,4%).

В результате сопоставления фактических и расчетных данных установлен существенный размах выборки данных по экстремальным нагрузкам.

Показано, что при расчете максимальной нагрузки по формуле Дж. Сп. Слоннеджера отклонение от фактических значений максимально и составляет 20,45% (скв. №15676). При расчете минимальной нагрузки по формуле К.Н. Миллса отклонение от фактических значений достигает 53,2% (скв. №15627). Таким образом, данные формулы не могут быть рекомендованы для предварительных инженерных расчетов.

Для расчета максимальных нагрузок могут быть использованы формулы И.М. Муравьева и И.А. Чарного, которые по точности удовлетворяют практическим требованиям в данном диапазоне эксплуатационных условий. Для расчета минимальных нагрузок может быть предложена формула Д.В. Джонса – при расчете минимальной нагрузки получен максимум сходимости расчетных и фактических значений.

Для уточнения данных рекомендаций необходим дальнейший статистический анализ промысловых данных.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мищенко И. Т. Скважинная добыча нефти: учеб. пособие для вузов. М.: Нефть и газ, 2003. 816 с.
2. Дрэготеску Н. Д. Глубинно-насосная добыча нефти. М.: Недра, 1966. 417 с.

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТИ БУРОВЫХ КОРОНОК УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

МИРОНОВ А. А.

Уральский государственный горный университет

Более 50% эксплуатируемых буровых коронок на подземных работах выходят из строя, не достигая предельного состояния по величине износа, а в ряде случаев коронки не подвергаются переточке из-за возникновения неустраняемых отказов (по причине разрушения и выпадения твердосплавных вставок). Это приводит к увеличению потребляемого количества коронок в процессе бурения, увеличивая тем самым расходы на их приобретение и себестоимость одного шпурометра пробуренной скважины.

Для увеличения долговечности и надежности буровых коронок путем внедрения в процесс их восстановления применены технологии виброупрочнения поверхностного слоя коронок.

На основе многолетних статистических данных подземного рудника Гайского ГОКа, а также ряда других горных предприятий о надежности буровых коронок установлено, что главными причинами, снижающими эффективность их применения, являются разрушение и выпадение твердосплавных породоразрушающих элементов. Проанализирована причинно-следственная связь параметров конструкции, технологии изготовления и эксплуатации твердосплавных коронок с их прочностью, долговечностью и износостойкостью.

Анализом установлено, что факторами, ухудшающими работоспособность коронок, являются неблагоприятная схема напряженного состояния твердосплавных вставок, неблагоприятные изменения состояния поверхностного слоя коронок в результате изнашивания и переточек, а также неравномерный износ штырей.

Проведены эксперименты для установления оптимального режима восстановления буровых коронок. Он показал, что наибольшее повышение долговечности обеспечивает упрочнение по схеме *алмазное шлифование-виброупрочнение*. Также проведенные эксперименты показали, что эффект упрочнения изделий из твердых сплавов зависит от величины и глубины распространения напряжений сжатия. Однако величина износа твердосплавных вставок в коронках по глубине поверхностного слоя значительно превышает толщину наклепа, следовательно, и глубину распространения напряжений сжатия. Это приводит к снижению эффекта поверхностного упрочнения, достигнутого при изготовлении коронок.

Применение виброобработки после каждой заточки коронок позволит восстановить первоначальный упрочненный слой, «изношенный» во время работы коронки. В результате виброобработки твердого сплава повышаются его ударная вязкость, предел прочности при изгибе, твердость, снижается шероховатость поверхности.

Виброупрочнение эффективно для увеличения эксплуатационной стойкости твердосплавных инструментов. Форма обрабатываемых тел не оказывает существенного влияния на эффективность обработки. Использование твердосплавных цилиндрических тел дает такой же эффект, как и применение твердосплавных шариков. Производительность виброобработки, качество обработанной поверхности и эксплуатационные свойства твердосплавных изделий зависят от режимов обработки (частоты и амплитуды колебаний контейнера, продолжительности процесса) и от природы обрабатываемых сред.

Проведена работа по определению влияния вибрационной упрочняющей обработки пневмоударных коронок на их долговечность и надежность.

Работа выполнена на серийных коронках К100В производства Дарасунского завода горного оборудования, армированных пластинами твердого сплава ВК15 одной партии изготовления. Из 90 изготовленных коронок К100В 60 коронок были подвергнуты перед эксплуатацией виброупрочняющей обработке и 30 коронок оставались без упрочнения.

Вибрационная обработка коронок выполнена на шахте «Северопесчанская» Богословского рудоуправления в вибромашине с вместимостью контейнера 100 л, разработанной и внедренной ранее ЦНИИТтяжмашем для упрочнения перфораторных коронок.

Обработка коронок произведена при амплитуде колебаний 3–4 мм, частоте колебаний 25 Гц, продолжительности 50 мин и непрерывной подаче 5%-ного водного раствора кальцинированной соды. В качестве обрабатывающей среды применены твердосплавные шары диаметром 8–10 мм.

Упрочненные и неупрочненные коронки были подвергнуты сравнительным испытаниям на эксплуатационную стойкость при бурении скважин по рудам с коэффициентом крепости по шкале М. М. Протодяконова 9–11 ед. Бурение скважин проводилось станками типа НКР 100 пневмоударниками М-48.

Для количественной и качественной оценки долговечности и надежности коронок использована система общепринятых критериев, основными из которых являются средний ресурс коронки (в метрах скважин), ресурс коронки с заданной вероятностью, интенсивность отказов, вероятность безотказной работы и плотность распределения ресурса.

В результате статистической обработки данных сравнительных испытаний установлено, что средний ресурс упрочненных коронок составляет $30,9+1,7$ м, неупрочненных – $16,0+2,5$ м, т. е. ресурс первых возрос на 82%. Коэффициенты вариации ресурса этих коронок равны соответственно 0,24 и 0,51.

Изучение характера изменения ресурса упрочненных и неупрочненных коронок в зависимости от проходки показало, что плотность распределения стойкости коронок обеих партий с достаточной вероятностью согласия описывается законом Гаусса. При этом отмечается существенное снижение величины разброса значений ресурса виброупрочненных коронок. Это видно также по приведенным величинам коэффициентов вариации и доверительных интервалов для средних значений ресурса коронок.

По известным формулам и установленным значениям плотности распределения ресурса построены зависимости интенсивности отказов и вероятность безотказной работы коронок. Установлено, что повышение интенсивности отказов и снижение вероятности безотказной работы виброупрочненных коронок К100В существенно замедляются по сравнению с неупрочненными коронками. Это свидетельствует также о соответствующем замедлении процессов изменения прочности виброобработанных коронок.

По характеру изменения вероятности безотказной работы испытанных коронок можно отметить, что влияние виброупрочнения проявилось наиболее существенным образом в период ранних отказов коронок. Так, ресурс с вероятностью безотказной работы 0,9 упрочненных коронок в пять раз выше, чем неупрочненных. При этом различие средневероятных значений ресурсов составляет 80%.

На основании полученных результатов проведенных работ рекомендовано внедрить виброупрочнение коронок К100В на заводах-изготовителях и предприятиях-потребителях. Для условий бурения глубоких скважин в Богословском рудоуправлении определена предельная величина ресурса упрочненной коронки, при которой обеспечивается достаточно высокая вероятность безотказной ее работы.

Для реализации данного проекта необходимо изготовить опытный образец вибромашины. Производственные возможности РМЗ Гайского ГОКа для этого достаточны. Техническая документация на его изготовление разработана совместно с Уральским государственным горным университетом.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МАГНИТНО-ФРИКЦИОННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ АСБЕСТОСОДЕРЖАЩИХ РУД

ПОТАПОВ В. Я., ПОТАПОВ В. В., СЕМЕРИКОВ Л. А.,

АНОХИН П. М., СТЕПАНЕНКОВ Д. Д.

Уральский государственный горный университет

Одними из самых важных характеристик хризотил-асбеста, определяющими его промышленное значение, являются механические свойства: временное сопротивление растяжению, агрегативная связанность и модуль упругости. Для того чтобы сохранять эти свойства, необходимы неразрушающие методы разделения асбеста, которые бы не ухудшали его физические свойства.

Последнее время большое внимание уделяется использованию предварительных методов разделения асбеста и породы. В качестве этих методов используются магнитная сепарация и фрикционные аппараты.

Лабораторные исследования показали, что магнитит, содержащейся в хризотил-асбесте, распределяется неравномерно. Частицы руд, содержащие хризотиловое волокно, реагируют на магнитное поле; частицы, содержащие мало или совсем не содержащие асбеста, в основном немагнитные. Проведенные в широком масштабе испытания (класс $-127+6,35$ мм) подтвердили, что магнитная сепарация может использоваться на обогатительной фабрике как одна из стадий разделения.

Таблица 1 – Результаты магнитного разделения руды на сепараторе ЭБС-80-170 шкивного типа

Продукт	Положение шибера	Продукт разделения	Выход, %	Доля асбеста, % по массе	Извлечение асбеста, %
Класс $-40+25$ мм после 4-й стадии дробления (ДСК фабрики № 6)	1	Магнитный	43,3	1,2	71,0
		Немагнитный	56,7	0,37	29,0
		Исходный	100	0,73	100
	2	Магнитный	78,0	0,82	91,5
		Немагнитный	22,0	0,27	8,5
		Исходный	100	0,7	100
	3	Магнитный	86,2	0,60	94,5
		Немагнитный	13,8	0,22	5,5
		Исходный	100	0,55	100

Таблица 2 – Лучшие показатели разделения продукта крупностью $-40+0$ мм, диаметр барабана 800 мм при различном сочетании покрытий разгонной плоскости и барабана [2–4]

Материал		Продукт разделения	Выход продукта, %	Массовая доля свободного волокна $+0,5$ мм, %	Частота вращения барабана, об/мин
разгонной плоскости	барабана				
Сталь	Сталь	Концентрат	8,98	15,67	108
		Хвосты	91,02	0,3	
		Итого	100,0	1,68	
Резина	Сталь	Концентрат	5,61	15,63	108
		Хвосты	94,39	0,3	
		Итого	100,0	1,16	

Исследования асбестосодержащей руды привело к установлению связи между магнитными свойствами и удельным весом отдельных частиц руды и массовой долей в них

асбеста. Было установлено, что приблизительно от 80–90 % исследуемых частиц реагируют на магнитное поле. В серпентинитовых асбестовых рудах волокнистый серпентинит или хризотил соединены с пластинчатым серпентинитом. Если не все, то большинство хризотиловых рудных тел содержат магнетит. Магнетит в волокнистом или не в волокнистом серпентините распределяется неравномерно, но в большинстве случаев он связан с хризотилом.

Массовая доля магнетита определена с помощью феррометра ФМП-4. На феррометре анализировался продукт (без волокна), оставшийся после горно-геологического анализа.

Из отсутствия связи между массовыми долями асбеста и магнетита не следует, что асбестовые руды нельзя подвергать предварительному обогащению методами магнитной сепарации. Так как немагнитные куски содержат мало или совсем не содержат асбеста, их возможно выделять в ДСК методом магнитной сепарации [1, 2].

В результате исследования фрикционных характеристик установлено, что коэффициент трения асбестового волокна и его агрегатов по железу равен 0,7–0,9, а пустой породы 0,3–0,5. С уменьшением крупности породных частиц разность коэффициентов трения уменьшается. Материал крупностью менее 1,5 мм на наклонной плоскости не разделяется.

Теоретический анализ взаимодействия частиц пустой породы и асбестового волокна с наклонной поверхностью при разделении по упругости показал, что коэффициент восстановления изменяется в пределах от 0,01 до 0,54, а коэффициент трения при ударе – от 0,08 до 0,44.

Результаты технологических исследований перечисленными методами на данных типах руды представлены в табл. 1, 2 [2].

Использование данных методов предварительного разделения руды с использованием магнитной сепарации и сепарации по трению и упругости позволяет выделять значительную часть с хвостами пустой породы и получить богатые по содержанию асбеста продукты.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пелевин А. Е. Предварительное обогащение асбестовой руды с использованием магнитной сепарации: дис. ... канд. техн. наук. Свердловск, 1989. 225 с.
2. Потапов В. Я. Анализ, разработка и моделирование аппаратов для разделения горных пород: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Екатеринбург, 2012. 30 с.
3. Потапов В. Я., Потапов В. В., Куликов П. С. Изучение фрикционных характеристик материалов для обоснования конструкций разделительных аппаратов // ГИАБ. 2006. № 6. С. 188–190.
4. Потапов В. Я., Цыпин Е. Ф., Ляпцев С. А., Афанасьев А. И. Методика определения упругих и фрикционных характеристик сыпучих материалов // Изв. вузов. Горный журнал. 1998. № 5/6. С. 103–108.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СЕПАРАТОРОВ УДАРНО-ФРИКЦИОННОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД

ПОТАПОВ В. Я., ПОТАПОВ В. В., СТЕПАНЕНКОВ Д. Д., СЕМЕРИКОВ Л. А.
Уральский государственный горный университет

Для разделения материалов, отличающихся друг от друга фрикционными и упругими характеристиками, была разработана модель сепаратора по трению и упругости (СПРУТ) с неподвижной разделительной поверхностью, образованной двугранными отражательными элементами, закрепленными консольно в раме (Потапов В. Я. *Разработка математической модели движения частиц в сепараторе по трению и упругости // Изв. вузов. Горный журнал. 2011. № 3. С. 60–66*).

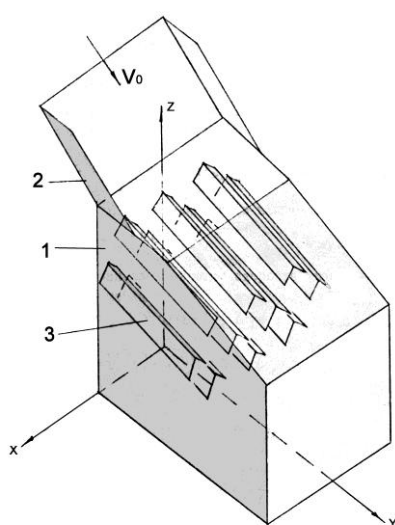


Рисунок 1 – Схема аппарата СПРУТ

Сепаратор включает: корпус 1 с загрузочным лотком – желобом (узел стратификации) 2 и отражательные элементы 3, закрепленные консольно в раме (рисунок 1). Конструкцией модели сепаратора предусмотрена возможность изменения следующих параметров: схемы пространственного расположения отражающих элементов; расстояния между ярусами элементов; угла наклона элемента к горизонту, расстояния от нижней кромки загрузочного желоба до верхнего яруса элементов; положения отсекающих шиберов.

Вопросы оптимизации конструктивных параметров и схемы размещения отражающих элементов аппарата рассмотрим с учетом ударного взаимодействия частиц с поверхностью отражающих элементов. Очевидно, для обеспечения контакта всех частиц потока материала с поверхностью рабочих элементов необходимо их расположить как минимум в два яруса или меньше ширины элемента. Причем ширина щели между соседними элементами, должна быть меньше ширины элемента или равна ей.

Траектория движения частицы после отражения от поверхности элемента определяется параметрами движения частицы в момент взаимодействия с поверхностью элемента; параметрами отражающей плоскости; параметрами частиц, характеризующих их упругие свойства, и кинетическим коэффициентом трения (физические характеристики).

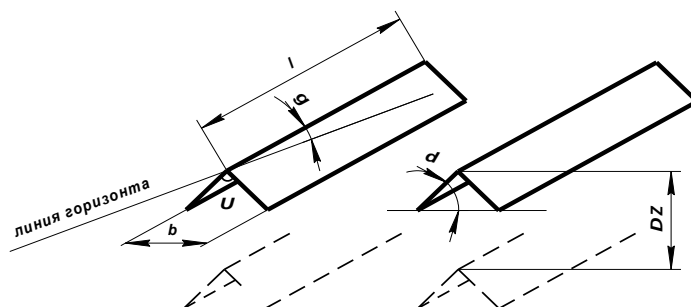


Рисунок 2 – Конструктивные параметры элементов

Анализ траектории движения частиц в точке соударения с поверхностью элементов позволяет сделать весьма важный вывод: оптимальным необходимо считать такое взаимное расположение элементов, которое обеспечивает реализацию второго удара только для породных частиц. Исходя из данного условия, разработали три схемы взаимного расположения отражающих элементов: шахматное, попарно шахматное, лесенкой.

Двугранный угол θ отражающего элемента, угол наклона к горизонту γ образующей двухгранного угла, длина l и ширина b элемента являются его основными конструктивными параметрами, определяющими габаритные размеры разделительного аппарата; ΔZ – расстояние между ярусами элементов (рис. 1, 2).

Данные о физических характеристиках частиц асбестосодержащих продуктов использованы для составления аналитических моделей полета частиц с учетом сопротивления воздуха и ударного взаимодействия с поверхностью отражающих элементов разделительного аппарата.

Полученные аналитические модели позволяют определять основные параметры траектории движения частицы в пространстве аппарата в любой момент времени:

1. Анализ параметров движения частиц на различных участках траектории в точках соударения с наклонной поверхностью элементов показывает, что наилучшим для разделения частиц по их упругим свойствам является такое пространственное расположение элементов, когда породные частицы соударяются с ними не менее двух раз. В этом случае наблюдается наибольшая дальность падения породных частиц, так как после второго удара направление их движения практически параллельно оси отражающих элементов. С учетом обеспечения как минимум двойного удара породных частиц о поверхность элементов наиболее рациональной считается схема их расположения попарно (друг под другом) в шахматном порядке в четыре яруса.

2. Наилучшие показатели разделения обеспечиваются следующими конструктивными параметрами отражающих элементов: двугранный угол, $\theta = 100^\circ$; угол наклона элементов к горизонту, $\gamma = 25^\circ$; ширина элементов по свободным краям наклонных плоскостей, $b = (0,1 \dots 0,15)$ м; расстояние между ярусами элементов $\Delta Z = 0,075 \dots 0,1$ м.

С учетом угла наклона элементов к горизонту $\gamma = 25^\circ$, минимальная рабочая длина будет составлять $l_{\min} = 1,14$ м.

3. Скорость подачи частиц материала в загрузочный желоб в интервале от 0,3 до 1,5 м/с оказывает влияние на показатель разделения. Дальнейшее увеличение скорости не дает положительного эффекта. Наиболее оптимальной можно считать скорость подачи материала в загрузочный желоб $v_0 = (1,0 \dots 1,5)$ м/с.

Найденные зависимости позволяют раскрыть механизмы разделения частиц с различными упругими свойствами, теоретически определить наиболее конструктивные оптимальные параметры, что создает предпосылки для расчетного прогнозирования технологических показателей разделения.

Технологические испытания позволили установить, что пространственное расположение отражающих элементов существенно влияет на показатели разделения. Установка элементов в попарно-шахматном порядке увеличивает выход обедненной по углю фракции более чем на 16 %, а эффективность разделения этой фракции – на 10 %, обеспечивает лучшие условия реализации двойного ударного взаимодействия породных частиц о поверхность элементов. Изменение угла наклона элементов с 20° до 25° существенно не влияет на показатели разделения. Извлечение породных частиц всех классов крупности в диапазоне от 0,5 мм до 6,0 мм больше на 15...25 %, чем по другим вариантам схемы установки элементов.

РАЗРАБОТКА СЕПАРАТОРОВ ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ РУД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ ЖЕЛОБОВ

ПОТАПОВ В. Я., ПОТАПОВ В. В., ЛУКИЧЕВ А. В.

Уральский государственный горный университет

Одним из путей повышения эффективности процесса разделения полезных ископаемых является совершенствование обогатительных аппаратов. В настоящее время известно несколько конструкций фрикционных сепараторов. Наиболее простым из них является пассивный полочный сепаратор, состоящий из разгонной плоскости и установленных ниже ее полок, выполненных из уголка. Проведенные в 1990-х гг. испытания по обогащению асбестовой руды показали его потенциальную работоспособность. Однако до настоящего времени его рациональные параметры не определены, так как нет математической модели процесса сепарации. Процесс разделения в этом сепараторе (движение кусков горной массы по плоскости, полет и удары о полки) является случайным, так как коэффициенты мгновенного трения и движения являются случайными величинами. Для получения этой модели следует определить факторы, которые существенно на нее влияют.

Как показали испытания, проведенные с асбестовой рудой, процесс разделения начинается на разгонной плоскости. На рисунке 1 приведены гистограммы распределения асбеста и пустой породы после их падения с разгонной плоскости. На горизонтальной оси обозначены номера ящиков, установленных под классификатором [1,2].

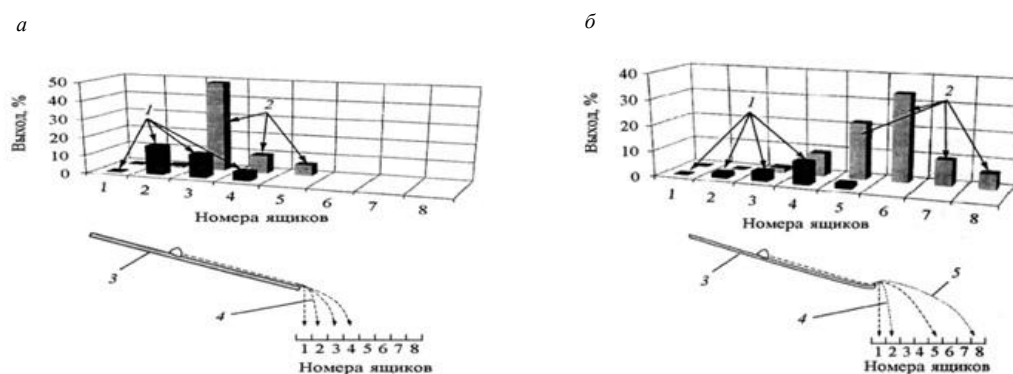


Рисунок 1 – Распределение продуктов при разделении на плоскости:

а – без трамплина; *б* – с трамплином; 1 – асбест; 2 – порода; 3 – сепаратор; 4 – траектории падения асбеста в ящики

На рисунке 1, *а* видно, что значительная часть полезного ископаемого попадает в «хвосты». Это можно объяснить тем, что частицы пустой породы и асбеста имеют незначительную разницу в значениях коэффициента трения, что не позволяет эффективно их разделять. Породные частицы ударяют асбестовые, увеличивают их скорость и падают вместе с ними в одну емкость. На рисунке 1, *б* приведены гистограммы распределения асбеста и пустой породы после их падения с разгонной плоскости с трамплином.

Результаты этого эксперимента показывают, что данный аппарат позволяет уменьшить вынос асбеста в «хвосты» за счет увеличения скорости породных частиц в зоне схода с трамплина, но, как видно из гистограммы, не исключает существенного разубоживания концентрата. В связи с этим предложено для повышения эффективности разделения использовать неоднократное воздействие плоскости на процесс движения частиц горной породы, и различие не только в коэффициентах трения, но и в коэффициентах восстановления.

Известно, что скорость витания распушенного асбеста имеет наименьшее значение из всех частиц, составляющих продукт разделения, – асбестовую руду. В полочном сепараторе высота падения частиц не превышает 0,6 м, поэтому их максимальная скорость перед ударом о

полку не может превышать 3,5 м/с. Эта скорость существенно меньше скорости витания распушенных частиц асбеста.

В результате исследования было установлено, что на коротком отрезке подачи материала в зону желоба скорости всех частиц практически не различаются. Таким образом, при расчете траектории полета частицы сопротивление воздуха можно не учитывать, что существенно упрощает алгоритм процесса разделения в полочном сепараторе. В общем виде алгоритм разделения заключается в следующем [1, 3]:

1. Определяются скорость и координаты в момент встречи частицы с наклонной плоскостью.

При падении частиц на полку (наклонную плоскость) возможно два исхода: первый – центральный удар, при котором частица отражается без вращения; второй – нецентральный, при котором частица отражается с вращением. Дальность отскока частицы при центральном ударе больше, чем при нецентральном. Следует отметить, что на дальность полета частицы при нецентральном ударе влияет направление вращения. Для определения вероятности каждого из исходов были проведены серии опытов. В результате экспериментов было установлено, что при падении куска горной породы неправильной формы (кроме лещадных) практически все частицы отражались с вращением.

2. Определяются скорость частицы и ее траектория движения после удара. Вектор скорости частицы раскладывается на две составляющих:

а) $v_k = v(1 - \lambda)\cos\psi$ – касательная составляющая;

б) $v_k = vk\sin\psi$ – нормальная составляющая скорости, которая в результате отскока меняет направление на противоположное, где v – скорость частицы в момент удара; λ – коэффициент мгновенного трения; ψ – угол между вектором скорости в точке встречи и плоскостью; k – коэффициент восстановления.

3. Производится проверка условия встречи частицы со следующей полкой, и если оно выполняется, то повторяются пункты 2 и 3. Если условие встречи не выполняется, то процесс сепарации прекращается.

4. После выхода частицы из зоны сепарации определяются координаты падения ее в определенную приемную емкость.

На основании полученных распределений (рис. 1, а, б) определены основные направления в конструировании узла стратификации (желоба). Наибольшая эффективность разделения минералов исследуемой руды соответствует устройству, имеющему наклонную плоскость, состоящую из двух участков: участка разгона длиной 1 м и трамплина 0,1 м с регулируемыми углами наклона, величина которых зависит от крупности обогащаемого класса. Скорость воздушного потока зависит от скоростей витания разделяемых компонентов и составляет 0,8–1,8 м/с в зависимости от крупности минералов. Представленные результаты могут быть использованы при проектировании транспортных систем обогатительных фабрик[4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Потапов В. Я., Афанасьев А. И. Факторы, определяющие математическую модель движения куска горной массы в фрикционном сепараторе // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 9. С. 49–51.
2. Потапов В. Я. Разработка математической модели движения частиц в сепараторе по трению и упругости // Изв. вузов. Горный журнал. 2011. № 3. С. 60–66.
3. Ляпцев С. А., Потапов В. Я. Совершенствование узла стратификации фрикционного сепаратора // Современные проблемы науки и образования. 2011. № 2. URL: <http://www.science-education.ru/96-4622>
4. Сепаратор для разделения материалов по трению и упругости: пат. 111780 Рос. Федерация. ...Заявл. 24.06. опубл. 27.12.11. Бюл. № 36.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СТРЕЛЫ ЭКСКАВАТОРА ЭКГ-8И

САЗАНОВ А. А.

Уральский государственный горный университет

Анализ напряженно-деформированного состояния позволяет выявить элементы оборудования, которые имеют слабые места или излишние запасы прочности еще на стадии проектирования. Для расчета напряжений применяются специализированные пакеты. В нашем университете используется *APMWinMachine*. Для расчета напряжений в этом пакете составляются: модель конструкции, модель закреплений и модель нагружения.

Модели конструкций могут содержать стержневые, пластинчатые, объемные элементы или их комбинации. Для рабочего оборудования решено было применить два вида комбинированных моделей, в которых исследуемый объект (стрела) составляется в первом случае полностью с помощью пластин, во втором случае несущая часть выполнена с помощью стержней, а диафрагма, придающая конструкции жесткость, составлена из пластин. Стержнями смоделированы также надстройка и подвеска головы стрелы. Последним стержневым элементом задан тип «канат».

В модель рабочего оборудования включены стрела, надстройка и подвеска стрелы. Рукоять и ковш в модель не включены – их влияние на конструкцию учтено действующими от них нагрузками. Вид моделей представлен на рис. 1, 2.

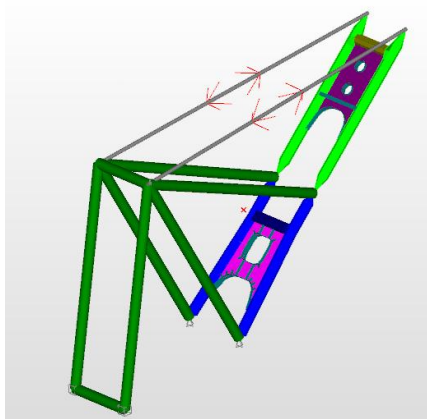


Рисунок 1 – Пластинчатая конструкция

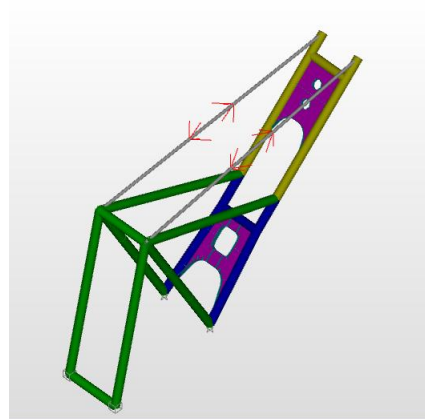


Рисунок 2 – Стержневая конструкция

Модель нагружения. Исходные данные для модели нагружения и модели конструкции приведены ниже.

Вместимость ковша, м ³	8
Угол наклона стрелы γ , град	45
Длина стрелы $L_{стр}$, м	14,5
Длина рукояти $L_{рук}$, м	14,2
Максимальное усилие на блоке ковша $F_{под}$, кН	784
Максимальное усилие напора $F_{нап}$, кН	363
Масса груженого ковша, т	~30
Масса рукояти, т	~7,62
Плотность породы, т/м ³	2,6

Расчет моделей производится для двух случаев:

1. Копание на уровне стояния, когда усилие в напорных канатах равно стопорному, усилие напора максимальное (ковш уперся в забой).

2. Поворот стрелы с наложением соответствующих центробежных и инерционных сил с грузным ковшом.

Для использования в расчетном модуле были определены проекции всех действующих сил на оси Ox и Oy и расположены в узлах, которые моделируют седловой подшипник и ось головного блока. Результаты расчетов для случая 1 приведены для модели из пластин на рисунке 3, для модели из стержней – на рисунке 4.

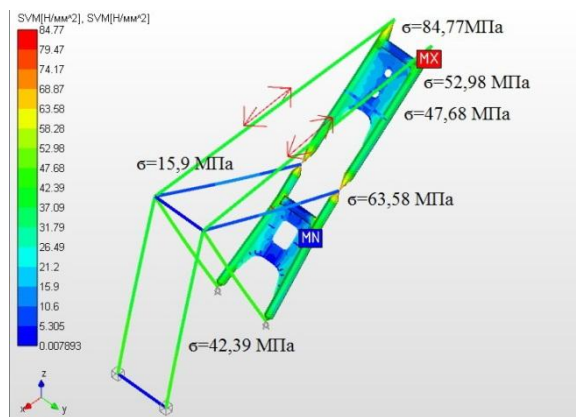


Рисунок 3 – Карта напряжений пластинчатой модели (случай 1)

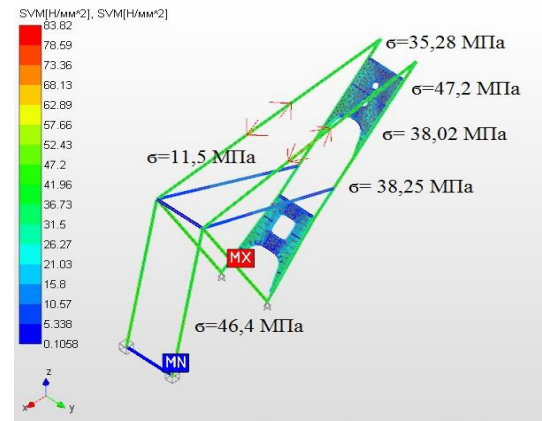


Рисунок 4 – Карта напряжений стержневой модели (случай 1)

Результаты расчетов для случая 2 приведены для модели из пластин на рис. 5, для модели из стержней – на рис. 6.

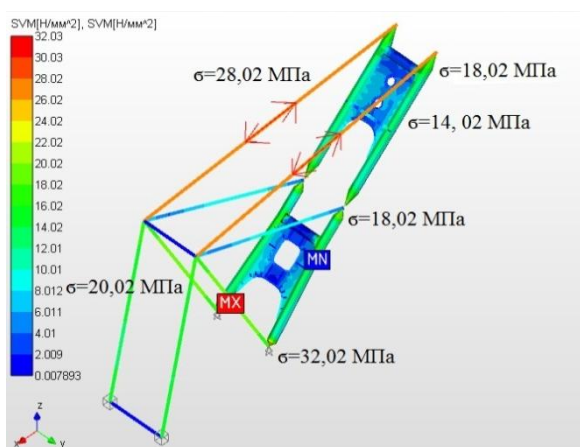


Рисунок 5 – Карта напряжений пластинчатой модели (случай 2)

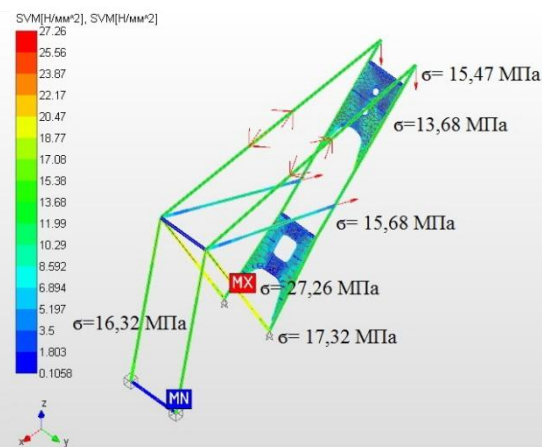


Рисунок 6 – Карта напряжений стержневой модели (случай 2)

Итак, расхождение результатов расчетов объясняется тем, что стержневая конструкция состоит из более простых элементов, которые не учитывают возможные концентраторы напряжений: отверстия под валы или оси, кронштейны для крепления шарниров и пр. Для глубокого исследования недостатков конструкции, а также выявления излишних запасов прочности для дальнейшей оптимизации рациональнее составлять модель из пластин, так как с их помощью можно смоделировать конструкцию, которая будет более подробно отражать процессы, протекающие в силовой структуре реально существующей машины.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ОБОСНОВАНИЯ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШАХТНОГО ВОДООТЛИВА

СТОЖКОВ Д. С., ПЕТРОВЫХ Л. В., УГОЛЬНИКОВ А. В.

Уральский государственный горный университет

При всем многообразии факторов и переменных, характеризующих функционирование комплексов шахтного главного водоотлива, основополагающим является приток воды $Q_{\text{пр}}(t)$ на водоотливном горизонте шахты или рудника. Изменения притока воды (иногда весьма значительные) оказывают решающее влияние на надежность и эффективность функционирования всего комплекса шахтного водоотлива.

Формирование величины $Q_{\text{пр}}(t)$ является случайным процессом, зависящим от множества факторов, трудно поддающихся учету. Рассмотрим методы формирования этой величины. Известно, что среднегодовой приток $Q_{\text{пр}}(t)$ зачастую определяется по выражению

$$Q_{\text{пр}} = KA_r q, \quad (1)$$

где A_r – годовая производительность шахты, тыс. т; q – коэффициент водообильности месторождения, м³/т; K – коэффициент пропорциональности.

Если рассматривать зависимости притоков воды в функции времени, то например, для угольных месторождений величина дебита одного «большого колодца» составляет

$$Q_{\text{пр}}(t) = \frac{2\pi K_{\text{ф}} H^2}{B}, \quad (2)$$

где K – коэффициент фильтрации рассматриваемых водоносных слоев; H – мощность водоносного пласта; B – параметр, определяемый по выражению

$$B = -E_i \left(-\frac{\rho^2}{4a_y t} \right), \quad (3)$$

где ρ – радиус «большого колодца»; a_y – коэффициент уровнепроводности пласта; t – время, необходимое для осушения рассматриваемого водоносного пласта; E_i – символ интегральной показательной функции.

На основе статических данных среднемесячного водопритока $Q_{\text{пр}}(t)$ в течение года для некоторых угольных шахт получены зависимости:

для шахты «Денисовская» (Нерюнгриуголь)

$$Q_{\text{пр}}(t) = -4,3t^3 + 79,1t^2 - 338,5t + 446,5, \quad (4)$$

где t – порядковый номер месяца в году, начиная с января;

для шахты «Восточная» (Приморскуголь)

$$Q_{\text{пр}}(t) = -0,03t^4 + 1,1t^3 - 12,2t^2 + 45,9t + 135,5; \quad (5)$$

для шахты «Северная» (Уралуголь)

$$Q_{\text{пр}}(t) = -0,5t^3 + 9,0t^2 - 38,0t + 190,4. \quad (6)$$

В выполненном авторами исследовании зависимости $Q_{\text{пр}}(t)$ по медноколчеданному месторождению рудника «Узельгинский» ОАО «Учалинский ГОК» установлено, что

$$Q_{\text{пр}}(t) = -0,011t^3 - 1,603t^2 + 20,531t + 253,643. \quad (7)$$

Графически данная зависимость представлена на рис. 1.

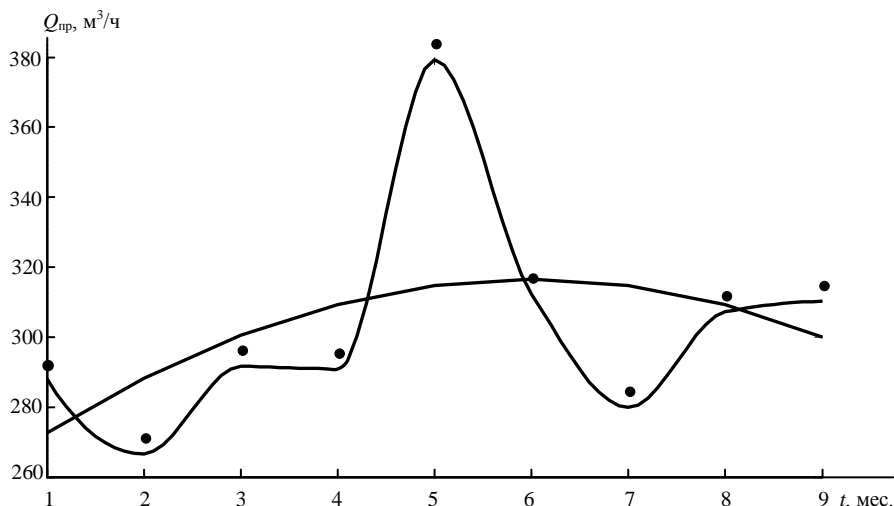


Рисунок 1 – Зависимость $Q_{\text{пр}}(t)$ по Узельгинскому руднику:
1 – экспериментальная; 2 – аппроксимированная

Кроме того, шахтные притоки претерпевают различные изменения, в основном колебательного характера относительно среднегодовой линии тренда (2)–(7). По данным работы, эти колебания для условий среднеобводненных месторождений могут составлять от 10 до 40 м³/ч в течение месяца, обуславливая нестационарность случайного процесса формирования $Q_{\text{пр}}(t)$ в течение года и месяца. Однако если работу водоотлива $Q_{\text{пр}}(t)$ рассматривать в рамках определенных циклов, то вполне допустимо простейшее прогнозирование постоянства притока внутри каждого цикла. Поэтому для обоснования технических решений в области шахтного водоотлива и параметров водоотливных установок необходимо прежде всего установить объем среднечасового нормального и максимального притоков цикла.

Если объем воды в водосборнике в течение времени в первом случае будет в общем виде изменяться по зависимости

$$V_{\text{вод}} = \int_{t_1}^{t_2} Q_{\text{пр}}(t) dt, \quad (8)$$

где t_1, t_2 – время отключения НА и полного заполнения водой рабочей емкости водосборника соответственно, то во втором случае

$$V_{\text{вод}} = V_{\text{раб}} - \int_{t_2}^{t_3} [Q_{\text{н}}^{\Phi} - Q_{\text{пр}}(t)] dt, \quad (9)$$

где t_2 – время включения НА (или группы НА) в работу; t_3 – время отключения агрегатов при полном освобождении рабочей части водосборника; Q_n^ϕ – фактическая подача насосных агрегатов.

Решение уравнений (8) и (9) на основе конкретных сформированных исходных данных может обеспечить получение достаточно точных данных по времени заполнения $\Delta t_3 = t_2 - t_1$ и времени полного освобождения рабочего объема водосборника $\Delta t_0 = t_3 - t_2$, что является основой для формирования наиболее эффективных суточных графиков нагрузки водоотливных станций, особенно в условиях обеспечения ими внепикового электропотребления.

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ ШАХТНОГО МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ВОДООТЛИВА

СТОЖКОВ Д. С., ПЕТРОВЫХ Л. В., УГОЛЬНИКОВ А. В.

Уральский государственный горный университет

Решение задачи технико-экономической оценки нагнетательных трубопроводов связано прежде всего с установлением зависимостей основных затрат на сооружение и поддержание всего насосно-трубопроводного каскада многоступенчатого шахтного водоотлива в функции высоты ступени [1–5]. С учетом высоких цен на металл и того, что количество трубопроводных стволов, согласно Правилам безопасности, должно быть не менее двух, а на обводненных месторождениях обычно составляет 3–4, стоимость трубопроводов в общей сумме затрат на водоотлив может быть весьма значительной.

На шахтном водоотливе обычно применяются стальные бесшовные трубы с наружным диаметром от 89 до 530 мм и толщиной стенки от 2,5 до 20 мм. С увеличением высоты ступени $H_{ст}$ толщина стенок трубопроводов увеличивается, что ведет к увеличению затрат на сооружение или реконструкцию водоотливных установок, которые в общем виде могут быть представлены как

$$C_{тр} = n_{тр} q_m \rho_m f_{тр} H_{ст}, \quad (1)$$

где ρ_m – плотность материала труб; q_m – цена единицы массы материала труб (с учетом транспортных и накладных расходов, ЕНС и взносов по обязательному страхованию от несчастных случаев); $n_{тр}$ – число трубопроводных ствов; $f_{тр}$ – площадь поперечного сечения материала трубопровода.

Значение $f_{тр}$ в функции наружного диаметра трубопровода d_n и толщины его стенки δ

$$f_{тр} = \pi (d_n \delta - \delta^2). \quad (2)$$

Величина диаметра трубопроводов определяется по оптимальной скорости движения в них воды и номинальной подаче насосов, а толщина стенки может быть определена по следующей формуле

$$\delta = K_k \frac{1,25 H_{ст} \rho q d_n}{2 \sigma_{доп}}, \quad (3)$$

где K_k – коэффициент коррозии; ρ – плотность шахтной воды; $\sigma_{доп}$ – допускаемое напряжение металла трубопровода (принимается равным 40% от временного сопротивления разрыву σ_B), т.е. $\sigma_{доп} = 0,4 \sigma_B$; 1,25 – коэффициент, учитывающий повышение расчетного давления для гидравлического испытания трубопровода (на основании требований ПБ).

С учетом того что в условиях нашей задачи значения $\rho = 1030 \text{ кг/м}^3$ и $g = 9,81 \text{ с}^2$ могут быть приняты постоянными, уравнение (3) запишем в следующем виде:

$$\delta = \frac{K_k K_{ст} H_{ст} d_n}{\sigma_B}, \quad (4)$$

где $K_{ст}$ – коэффициент трубопроводного става, $K_{ст} = 1,25 \rho g / 0,8$.

На основе выражений (2) и (4) площадь поперечного сечения трубопровода

$$f_{\text{тр}} = \pi K_{\text{к}} K_{\text{ст}} \left[\frac{H_{\text{ст}}^2 d_{\text{н}}^2}{\sigma_{\text{в}}} - \frac{K_{\text{к}} K_{\text{ст}} H_{\text{ст}}^2 d_{\text{н}}^2}{\sigma_{\text{в}}^2} \right]. \quad (5)$$

Так как стоимость трубопроводов определяется их массой и ценой единицы этой массы (килограмма или тонны), то затраты на приобретение труб для одной ступени составляет

$$C_{\text{тр}} = n_{\text{тр}} q_{\text{м}} f_{\text{тр}} \rho_{\text{м}} H_{\text{ст}} = \pi K_{\text{к}} K_{\text{ст}} n_{\text{тр}} q_{\text{м}} \rho_{\text{м}} \left[\frac{H_{\text{ст}}^2 d_{\text{н}}^2}{\sigma_{\text{в}}} - \frac{K_{\text{к}} K_{\text{ст}} H_{\text{ст}}^2 d_{\text{н}}^2}{\sigma_{\text{в}}^2} \right]. \quad (6)$$

Так как практически в любых конкретных условиях все параметры в этом уравнении, кроме значения $H_{\text{ст}}$, могут быть приняты постоянными, то приводим его к виду более удобному для анализа

$$C_{\text{тр}} = AH_{\text{ст}}^2 - BH_{\text{ст}}^3, \quad (7)$$

где A, B – постоянные величины для конкретных условий (гидравлических и горнотехнических) подземного горного предприятия, учитывающие также число трубопроводных ставов в ступени, $A = \frac{\pi K_{\text{к}} K_{\text{ст}} n_{\text{тр}} q_{\text{м}} \rho_{\text{м}} d_{\text{н}}^2}{\sigma_{\text{в}}}$, $B = \frac{\pi K_{\text{к}}^2 K_{\text{ст}}^2 n_{\text{тр}} q_{\text{м}} \rho_{\text{м}} d_{\text{н}}^2}{\sigma_{\text{в}}^2}$.

Если представить высоту ступени $H_{\text{ст}}$ как отношение общей высоты водоподъема $H_{\text{г}}$ к варьируемому числу ступеней $n_{\text{ст}}$, то

$$C_{\text{тр}} = A \left(\frac{H_{\text{г}}}{n_{\text{ст}}} \right)^2 - B \left(\frac{H_{\text{г}}}{n_{\text{ст}}} \right)^3. \quad (8)$$

С учетом математических зависимостей остальных затрат по многоступенчатым водоотливным установкам в функции $H_{\text{ст}}$ (насосное оборудование, насосные камеры, водосборники, эксплуатационные расходы и др.) полученные зависимости (6)–(8) могут быть использованы при обосновании рациональной высоты ступени, обеспечивающей минимальные приведенные расходы в целом по всему насосно-трубопроводному каскаду шахтной многоступенчатой водоотливной установки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Нечушкин Г. М. Состояния и проблемы водоотлива глубоких шахт // Водоотлив глубоких шахт. М.: Недра, 1967. С. 67–70.
2. Изюров В. В. Выбор оптимальной высоты ступени водоотлива для глубоких горизонтов шахт Кизеловского бассейна // Водоотлив глубоких шахт. М.: Недра, 1967. С. 79–81.
3. Мазуренко В. В. Исследование технологической схемы ступенчатого водоотлива глубоких шахт последовательного включенными насосами // Водоотлив глубоких шахт. М.: Недра, 1967. С. 84–87.
4. Попов В. М. Водоотлив с глубокими горизонтами в условиях северо-уральских бокситовых рудников // Вопросы горной электромеханики. М.: Недра, 1969. С. 55–62.
5. Кирокасян Г. И. Методика определения числа насосов, диаметра и количества трубопроводов, выбор коммутационной схемы шахтных водоотливных установок. Донецк: ВНИИГМ, 1987. С. 57–61.

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЩЕКОВЫХ ДРОБИЛОК ПРИ ПЕРЕРАБОТКЕ СВЕРХПРОЧНЫХ ГОРНЫХ ПОРОД

ТОМАШЕВСКИЙ А. Н., ФЕДОРОВ Р. П., ФЕДОТОВА С. А.
Белорусский национальный технический университет

Республиканское унитарное предприятие «Производственное объединение «Гранит» – крупнейшее в Европе предприятие по производству нерудных строительных материалов. Сырьевой базой предприятия является месторождение строительного камня Микашевичи, расположенное в 500 м к западу от г. Микашевичи Лунинецкого района Брестской области. Полезное ископаемое представлено тремя разновидностями пород: диоритами, гранодиоритами и гранитами. Породы, являющиеся полезным ископаемым, приурочены как к зоне свежих пород, так и к зоне пород, затронутых выветриванием. Породы, затронутые выветриванием, имеют несколько повышенное, по сравнению со свежими породами, водопоглощение и несколько пониженную прочность при одноосном сжатии в водонасыщенном состоянии. Прочность породы на сжатие в водонасыщенном состоянии составляет 75–184 МПа. Свежие породы имеют предел прочности при одноосном сжатии в водонасыщенном состоянии 83–284 МПа.

Производительность завода по переработке взорванной горной массы определяется производительностью головной щековой дробилки. На существующем производстве используются дробилки щековые с простым движением щеки. Это довольно надежная дробильная машина, но при дроблении пород с $\sigma_{сж} > 250$ МПа некоторые узлы дробилки не выдерживают больших нагрузок. Напряжения, возникающие в их деталях, превышают предельно допустимые значения, после чего механизм или деталь выходят из строя, что приводит к простоям машины из-за ремонта. К таким узлам относится узел шатунных подшипников главного вала дробилки и сам шатун. Подшипниковый узел коренного подшипника главного вала включает в себя двухрядный радиальный сферический подшипник, корпус и крышку, исполняющую роль корпуса манжетного уплотнения.

Двурядный радиальный сферический подшипник с цилиндрическим посадочным отверстием предназначен для восприятия тяжелых радиальных нагрузок и устанавливается непосредственной на вал.

Немаловажное значение в оценке работоспособности подшипникового узла имеет его ремонтпригодность, т.е. возможность проведения ремонта качественно, в сжатые сроки и без повреждения посадочных поверхностей. Для монтажа и демонтажа подшипников с цилиндрическим отверстием необходимы специальные механические или гидравлические инструменты либо нагреватели. Большие габаритные размеры применяемого подшипника не позволяют использовать специализированные съемники или редуцированные нагреватели для надежного демонтажа вышедшего из строя подшипника. Демонтаж производится, как правило, с применением «открытого» пламени для нагрева внутренней обоймы подшипника, либо нарушается целостность внутренней обоймы (разрезается), что зачастую приводит к повреждению посадочной поверхности вала. Следовательно, одна-две замены шатунных подшипников приводят к выбраковке главного вала щековой дробилки, соответственно к длительному простоям дробилки в ремонте, к дополнительным материальным затратам, к простоям технологического оборудования и потерям в процессе выпуска продукции. Таким образом, для увеличения продолжительности работы щековой дробилки необходимо повысить долговечность подшипникового узла шатунных подшипников.

Повышение долговечности подшипникового узла можно осуществить путем замены подшипника серии 30-30031/600Х на подшипник более тяжелой серии. Если принять к установке подшипник серии 30037/600Г, то расчет показывает, что долговечность повышается с 20 300 ч при круглосуточной работе до 83 125 ч. При этом в расчетах необходимо увеличить величину усилия в шатуне в три-четыре раза из-за ударного характера нагрузки и возможности попадания в дробилку недробимых предметов, учитывая практику эксплуатации дробилки. С учетом этого усилие в шатуне было принято 1820 кН.

Вторым элементом, призванным увеличить ресурс дробилки, является замена манжетных уплотнений подшипниковых узлов лабиринтными. Манжетные уплотнения относятся к уплотнениям контактного типа. Их достоинством является достижение почти абсолютной герметизации, этим практически исключается возможность утечки смазочного материала. Недостатки контактных уплотнений обусловлены трением и износом контактирующих элементов в процессе относительного скольжения. Решение о замене манжеты принимается при осмотре узла по результатам замера изношенной рабочей кромки. Осуществить осмотр и тем более замер кромок манжет, установленных на валу дробилки, без его разбора не представляется возможным. При выходе из строя манжетного уплотнения замена его влечет за собой достаточно продолжительный простой дробилки, поскольку необходим демонтаж шкива, маховика и других деталей главного вала. Манжеты, применяемые в щековой дробилке, не стандартизированы. Их необходимо изготавливать по чертежам, утвержденным в установленном порядке, по специальному заказу, что приводит к удорожанию стоимости манжеты и, соответственно, удорожанию ремонта. А невозможность срочного изготовления манжет или отсутствие в запасе необходимого количества манжет может привести к длительному простоя дробилки в ремонте. Среда, в которой эксплуатируется манжетное уплотнение, также оказывает большое влияние на его долговечность. Наличие мелких твердых частиц абразивного характера, присутствующих в воздухе, вызывает значительное снижение срока службы уплотнения. Исходя из изложенного, можно предложить заменить манжетные уплотнения главного вала на статические лабиринтные уплотнения, относящиеся к типу бесконтактных уплотнений. Достоинством бесконтактных уплотнений по сравнению с контактными является отсутствие трения и износа в соединении, что определяет минимальные энергетические затраты и практически неограниченную долговечность уплотнительных устройств, созданных на базе уплотнений этого вида.

Радиальные лабиринтные уплотнения надежно защищают подшипники от попадания пыли, грязи и влаги из внешней среды. Эффективность статических лабиринтных уплотнений определяется только геометрическими параметрами (формой и размерами) зазора в соединении. Затраты на эксплуатацию сводятся к обеспечению подачи смазки в подшипниковый узел.

В исходной щековой дробилке шатун состоит из двух частей: корпуса и крышки. Части соединяются между собой при помощи 12 болтов М90. При дроблении горных пород с $\sigma_{сж} > 250 \text{ МПа}$ часто происходит разрыв болтов, что приводит к неплановым остановкам и ремонту дробилки. Для предотвращения поломок шатуна предлагается изготавливать его неразъемным. В связи с этим для возможности сборки главного вала одна из шатунных втулок выполняется без бурта и фиксируется полукольцами.

Таким образом, замена шатунного подшипника серии 30-30031/600X на подшипник серии 30037/600Г, а также замена манжетных уплотнений подшипниковых узлов на лабиринтные уплотнения и неразъемный шатун позволяет увеличить межремонтный цикл щековой дробилки, повысить эффективность использования оборудования.

Изменение конструкции дробилки отразится и на экономических показателях производства. Целесообразность замены подшипников и уплотнений подшипниковых узлов главного вала предлагается оценить по показателю чистого дисконтированного дохода. Его величина составила 97,55 млн руб. в расчете на одну дробилку. Срок окупаемости инвестиций составил 3,8 года.

ДВУХЦИЛИНДРОВЫЙ ПРИВОД МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ЭКСКАВАТОРА

ШИНАКОВ Е. В., СУСЛОВ Н. М.

Уральский государственный горный университет

Разработка конструктивной схемы механизма шагания экскаватора являются составной частью теории экскаваторостроения. Существуют различные схемы механизмов шагания горнотранспортных машин. Наибольшее распространение получил трехопорный механизм шагания. Экскаваторы, оборудованные трехопорными механизмами шагания с гидроприводом (рисунок 1), имеют относительно малые скорости передвижения и высокую энергоемкость. Объясняется это тем, что при активной работе подъемных гидроцилиндров экскаватор не перемещается. В этом периоде цикла работы механизма шагания происходит подъем машины, необходимый для обеспечения заданного шага экскаватора. Процесс сопровождается большими затратами энергии и времени без перемещения машины, это свидетельствует о несовершенстве конструкции механизма шагания и его привода. Недостатком рассмотренного механизма шагания является сложность конструкции подъемных гидроцилиндров, снижающая их надежность работы и механизма в целом.

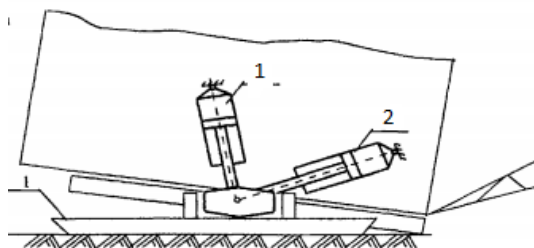


Рисунок 1 – Схема трёхопорного шагающего механизма:

1 – гидроподъемный цилиндр; 2 – тяговые цилиндры

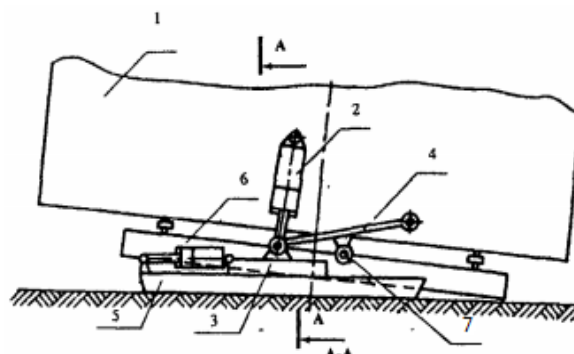


Рисунок 2 – Схема трёхопорного механизма шагания с неполным отрывом базы:

1 – кузов; 2 – гидроцилиндры подъема; 3 – скользящая опора; 4 – тяга; 5 – опорный башмак; 6 – тяговый цилиндр; 7 – упор

Также возникает вертикальная реакция на кромке базы, создающая дополнительное сопротивление движению механизма. Ещё одним недостатком данного механизма является положение центра масс экскаватора по отношению к местам крепления элементов механизма хода, так как в таком случае возможен «клевок» машины при возможном переходе вектора силы тяжести машины за шарнир опорного башмака.

Представим схему шагающего ходового оборудования, которая устраняет эти недостатки, путем минимизации исполнительных механизмов и упрощения схем управления гидроприводами (рисунок 2).

В данной схеме происходит неполный отрыв базы при шагании, тем самым сокращая энергозатраты данного механизма. Однако в механизме шагания (рисунок 2) энергия, запасенная при подъеме экскаватора, при его опускании в конце шага превращается в тепло путем дросселирования жидкости. Этот недостаток устранен в усовершенствованной схеме гидропривода ходового оборудования (рисунок 3) путем использования гидроаккумуляторов высокого и низкого давления. Повышение надежности работы механизма обеспечивается упрощением конструкции подъемных гидроцилиндров, предусмотренным в гидроприводе ходового оборудования шагающего экскаватора (Суслов Н. М. Разработка перспективных схем шагающих механизмов экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 4. С. 23–26), узлы которого представлены на рисунках 3, 4.

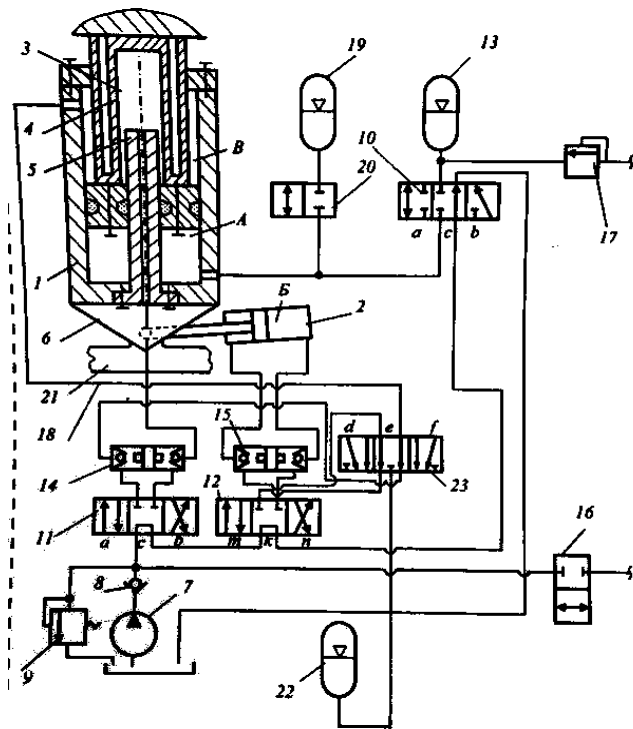


Рисунок 3 – Гидропривод ходового оборудования шагающего экскаватора с гидроаккумуляторами: 1–подъемный гидроцилиндр; 2 – тяговый гидро-цилиндр; 3 – дополнительный гидроцилиндр; 4 – по-лый плунжер; 5 – шток до-полнительного гидроци-линдра; 6 – днище подъем-ного гидроцилиндра; 7 – на-сосная установка; 8 – обрат-ный клапан; 9 – разгрузоч-ный клапан; 10–12 – гидро-распределители; 13 – гидро-аккумулятор высокого дав-ления; 14, 15 – гидрозамки; 16 – вентиль; 17 – разъеди-нитель; 18 – трубопроводы; 19 – гидроаккумулятор низ-кого давления; 20 – крановый распределитель; 21 – башма-ки; 23 – распределитель

В этом приводе дополнительные гидроцилиндры выполнены беспоршневыми, а штоковые полости подъемных гидроцилиндров сообщены с насосными установками, корпуса подъемных гидроцилиндров установлены в продольных направляющих. Такое выполнение

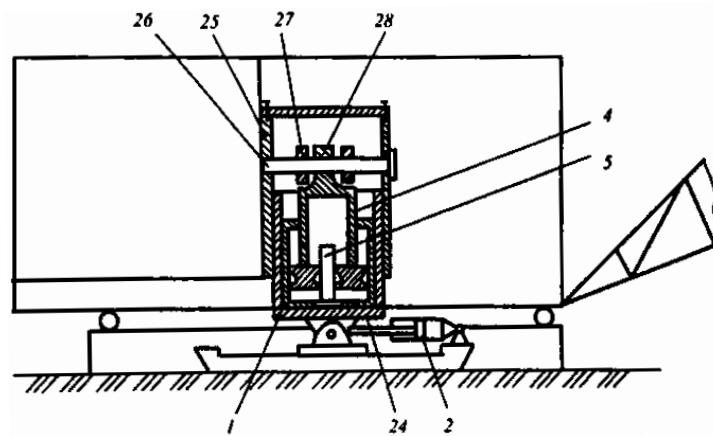


Рисунок 4 – Механизм шагания:
4, 5 см. подпись к рисунку 3; 24, 25 – корбчатые конструкции; 26 – ось; 27, 28 – проушины

механизма шагания исключает действие изгибающих нагрузок на штоки гидроцилиндров, создает благоприятные условия для работы уплотнений, повышает их долговечность и надежность работы. Использование гидроаккумуляторов на различных этапах цикла шагания позволяет повысить КПД механизма шагания.