

Том 4

Гірничча механіка

УДК 622.673.1

Писарев В. П., студент гр. ГРмм-15-9 ММФ**Научный руководитель: Ильина И. С., к. т. н., доцент кафедры горной механики
(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепр, Украина)**

ДИАГНОСТИКА ЖЕСТКОЙ И ГИБКОЙ АРМИРОВКИ ШАХТНОГО СТВОЛА В РЕЖИМЕ АВАРИЙНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

Армирование стволов является одним из самых важных элементов подъемного комплекса. От его технического состояния и работоспособности зависят эффективность функционирования всего подземного технологического оборудования, а так же безопасность механизированного спуска-подъема людей и грузов. Таким образом, одной из самых важных проблем, которые возникают в процессе эксплуатации глубоких стволов, является обеспечение надежности функционирования армировки при движении по ним подъемных сосудов в рабочих и в технологически допустимых экстремальных режимах.

Приведен метод диагностирования системы «подъемный сосуд - армировка», находящейся в условиях длительной эксплуатации и неравномерно распределенного по глубине ствола износа армировки. Особенность метода заключается в дополнительном проведении динамических испытаний подъемной установки в экстремальных режимах работы (кроме рабочих) и в последующем специальном анализе полученных диагностических параметров с целью определения ее технического состояния.

При проведении динамических инструментальных исследований информативными параметрами, дающими достаточно полное представление о характере движения подъемного сосуда в режиме торможения являются мгновенные значения следующих величин, регистрируемых в развертке по времени: горизонтальные ускорения направляющих подъемного сосуда на его верхнем и нижнем поясах; вертикальное ускорение подъемного сосуда; угловая частота вращения (окружная скорость) барабана подъемной машины; сигнал включения предохранительного тормоза; длина головного каната в момент торможения (координата торможения подъемного сосуда в стволе); полное натяжение головного каната; время с начала торможения.

Этап обработки данных, полученных при экспериментах, является не менее важным и трудоемким в сравнении с этапом проведения измерений

Цель обработки и анализа данных измерений состоит в определении качественных и количественных отличий процесса динамического взаимодействия сосуда с армировкой во время торможения от такого же процесса во время прохождения сосудом участка торможения с постоянной скоростью в рабочем режиме. Количественно эти отличия могут быть охарактеризованы с достаточной для практической точки зрения полнотой, «коэффициентом динамической перегрузки».

Качественная характеристика процесса взаимодействия сосуда с армировкой в процессе торможения состоит в определении закона изменений максимальных амплитуд динамических параметров горизонтальных колебаний сосуда во времени и того, является ли это изменение убывающей, возрастающей, возрастающе-убывающей или постоянной во времени функцией и от каких параметров системы это зависит.

В исследуемом нами процессе взаимодействия подъемного сосуда с армировкой главным возмущающим фактором, который носит детерминированный характер во время предохранительного торможения, являются его вертикальные колебания на упругом канате.

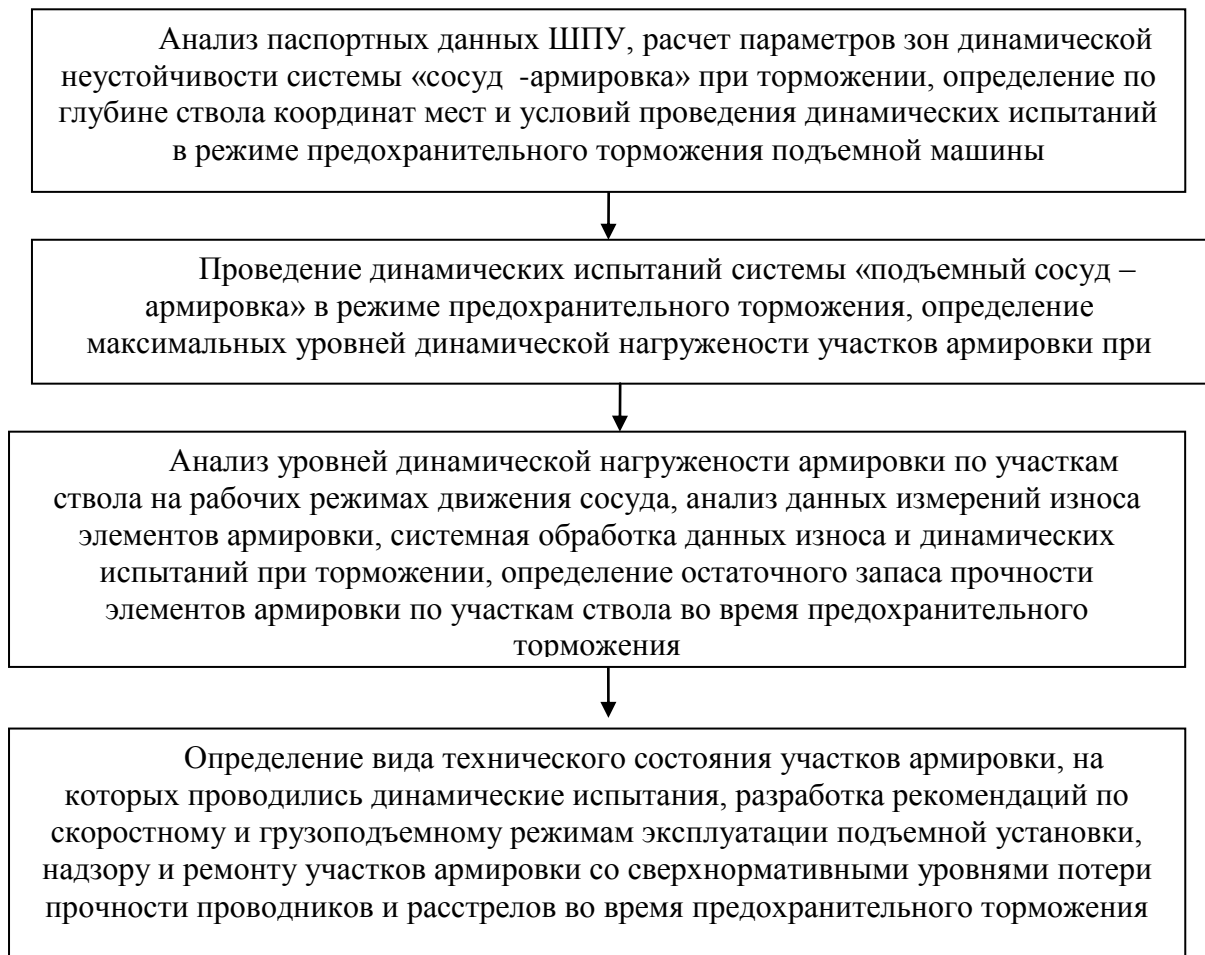


Рисунок 1 — Схема проведения диагностирования систем «подъемный сосуд – армировка» при предохранительном торможении

Поэтому, для снижения количества экстремальных потенциально – опасных для безопасности подъема динамических воздействий на систему при динамических испытаниях, с достаточной для практики точностью можно ограничиться срабатываниями предохранительного тормоза в стволе во время одного цикла спуска и одного цикла подъема сосуда для каждой контрольной точки; а для последующей обработки результатов измерений возьмем максимальные значения зарегистрированных во время этих торможений динамических параметров перегрузки проводников армировки.

Данный принцип обработки результатов измерений является основным и определяет все последующие операции, производимые в ее процессе.

Разработанный метод диагностирования системы «сосуд- армировка» позволяет выявить участки стволе, где срабатывание предохранительного тормозе может привести к возникновению аварийноопасной ситуации с самыми тяжелыми последствиями. Данный метод внедрен при проведении диагностики армировки в стволах ЗАО «ЗЖРК» с жесткой армировкой.

УДК 681.518.54

Переверзєв А.О. студент гр.184с-16-2 ММФ**Науковий керівник: Діжевський Б.К.**, доцент кафедри гірничої механіки
(Державний ВНЗ “Національний гірничий університет”, м. Дніпро, Україна)

МОДЕРНІЗАЦІЯ ГОЛОВНОЇ ВОДОВІДЛИВНОЇ УСТАНОВКИ ГОР.400 ПрАТ «ЗАПОРІЗЬКИЙ ЗРК»

В сучасних умовах гірничого виробництва, коли шахти відпрацювали з початку введення в експлуатацію біля або понад півстоліття, стаціонарні установки потребують модернізації. Вони морально та фізично зношені, крім того, суттєво змінилися гірничо - технічні умови гірничих підприємств. Збільшилися такі фактори, як: глибина горизонтів з яких видаються видобуті корисні копалини, змінилися об'єми добутих корисних копалин, впроваджуються новітні технології та обладнання.

ПрАТ «Запорізький ЗРК» підприємство з видобутку залізної руди підземним способом, яке діє на базі Південно-Белозірського родовища багатих залізних руд.

На горизонті 400 м експлуатується водовідлив з 1966 р. Ця установка обладнана насосами ВНС-300-600 в кількості 3 одиниць. Від установки по стволу прокладені на поверхню два нагнітальних трубопроводи.

Продуктивність насосної до 1200 м³/год. На даний момент насосні станції використовуються для відкачування води, яка поступає з гор. 740 м і власного притоку гор. 400 м, в сумі до 750 м³/час.

В представленій роботі розглянуте питання модернізації водовідливного комплексу гор. 400 м шахти.

Виконано перевірочний розрахунок і вибір труб для напірного і всмоктувального трубопроводів, визначено гідравлічний опір трубопроводів та складене рівняння характеристики зовнішньої мережі установки. Обрання насоса та визначення параметрів режиму його роботи на зовнішню мережу з перевіркою насосної установки на достатність подачі, усталеність роботи, визначення відповідності режиму роботи насоса його робочій зоні, перевірка вибраного насоса на відсутність кавітації і нарешті вибір привідного двигуна.

Ці розрахунки дозволили визначити техніко-економічні показники роботи водовідливної установки до модернізації та зробити висновки по ефективності впровадження нових насосів типу НСШ 410-160...900 замість існуючих ВНС 300-600.

Ці насоси, працюючи на аналогічній зовнішній мережі, створюють більший напір, мають вищий кавітаційний запас, а головне, працюють з вищими коефіцієнтами корисної дії.

Перелік посилань

1. Методичні вказівки до розрахунку водовідливних установок гірничих підприємств для студентів напряму підготовки 6.050301 Гірництво/ М.В. Холоменюк - Д.: Національний гірничий університет, 2010. – 67 с.

2. Холоменюк, М.В. Насосні та вентиляторні установки. [Текст]: навч. посібник. Гриф МОН. / М.В. Холоменюк. – Д.: Національний гірничий університет, 2010. – 330 с.

УДК 621.695:622

Антоненко А.Г. аспірант кафедри горної механіки, **Кириченко Е.А.**, д.т.н.,
професор кафедри горної механіки
 (Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепр, Украина)

АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭРЛИФТНОГО ГИДРОПОДЪЕМА СО СТУПЕНЧАТОЙ КОНСТРУКЦИЕЙ ТРУБОПРОВОДА

XXI век ставит перед человечеством ряд острейших проблем, одной из которых является стремительное сокращение запасов минерального сырья в условиях континентальных месторождений. В плане решения этой проблемы освоение минерального потенциала Мирового океана не имеет альтернативы, а процесс замещения некоторых дефицитных ресурсов суши – морскими сегодня становится на реальную экономическую основу. В предлагаемой читателю книге рассмотрен ряд вопросов, связанных с разработкой месторождений полиметаллических конкреций, залегающих на глубинах 3...7 км и представляющих первостепенный интерес в плане добычи широкого спектра цветных металлов. Разработка россыпных месторождений базируется на функционировании судовых горно-морских предприятий, обеспечивающих добычу твердого материала на дне (операции донного блока), транспортирование добытого материала на базовое плавсредство (гидроподъем), первичное обогащение сырья на судне, сброс хвостов, перегрузка материала на судовозы и транспортирование его на сушу для металлургического передела.

Подъемный трубопровод ГЭГ в связи с многократным расширением в нем воздуха должен состоять из участков разных диаметров – ступеней. При этом диаметр трубопровода в пределах каждой ступени постояен, а площади поперечных сечений ступеней увеличиваются по направлению от смесителя к воздухоотделителю.

Задача определения количества и размеров ступеней подъемного трубопровода ГЭГ корректно может быть решена только в результате многомерной оптимизации конструктивных, расходных и энергетических параметров гидроподъема. Однако отсутствие в настоящее время методологического обеспечения для решения данной задачи стимулирует разработку соответствующего упрощенного метода с использованием математической модели ГЭГ.

В укрупненном варианте разработанный алгоритм метода определения параметров эрлифтного гидроподъема со ступенчатой конструкцией подъемного трубопровода заключается в следующем:

1. Задаются исходные данные, включающие глубину разработки месторождения твердых полезных ископаемых H_p , массовый расход твердого материала M_T , физико-механические характеристики подлежащего подъему твердого материала и глубину погружения смесителя гидроподъема $H_{см}$.

2. На основании разработанного метода расчета эрлифтного гидроподъема горной массы с подъемным трубопроводом постоянного диаметра определяются параметры ГЭГ для различных значений объемной расходной концентрации твердого компонента φ_T в потоке пульпы подводящего трубопровода.

3. Из полученных в пункте 2 результатов вычислений выбираются значения параметров потока пульпы подводящего трубопровода (концентрации φ_T и объемного расхода пульпы Q_3), обеспечивающие максимальный к.п.д. ГЭГ при постоянстве и равенстве диаметров подводящего и подъемного трубопроводов.

4. Для выбранных в пункте 3 значений φ_T и Q_3 на основании разработанной в ДонНТУ эмпирической методики расчета параметров восходящего потока пульпы, определяются значения диаметра подводящего трубопровода $D_{подв}$, обеспечивающего минимальную транспортирующую скорость пульпы, и давление в смесителе $p_{см}$.

5. На основании разработанного метода расчета параметров восходящего трехкомпонентного потока для крупных твердых частиц выполняются расчеты подаваемого в смеситель ГЭГ массового расхода воздуха M_2 и к.п.д. гидроподъема для различных диаметров подъемного трубопровода D_3 при постоянстве значений определенных в пунктах 3 и 4 параметров φ_T , Q_3 и $p_{см}$.

6. Из полученных в пункте 5 результатов вычислений выбираются значения D_3 и M_2 , обеспечивающие максимальный к.п.д. ГЭГ при постоянстве диаметра подъемного трубопровода.

7. На основании разработанной в ДонНТУ эмпирической методики расчета параметров ступеней подъемной трубы эрлифта для полученной величины M_2 и определенного в пункте 4 значения $p_{см}$ вычисляются соответствующие конструктивные параметры ГЭГ.

8. Уточняются полученные в пункте 7 конструктивные размеры ступеней подъемного трубопровода ГЭГ на базе математической модели (монография).

8.1. На основании разработанного численно-аналитического метода выполняется расчет параметров трехкомпонентного потока в ступенчатом подъемном трубопроводе по направлению от нижнего поперечного сечения подъемного трубопровода к верхнему.

8.2. В процессе расчета параметров трехкомпонентного потока проверяется соблюдение обеспечения заданного расхода твердого материала по всей длине подъемного трубопровода.

8.3. Проверяется условие обеспечения размерами каждой ступени минимальной скорости смеси, поддерживающей устойчивый подъем частиц заданных характеристик по всей протяженности ступени.

8.4. В случае несоблюдения изложенных в пунктах 8.2 и 8.3 условий, изменяются конструктивные параметры ступени, и расчет параметров трехкомпонентного потока в ней повторяется. При невозможности достижения соблюдения данных условий путем изменения конструктивных параметров ступени, увеличивается значение M_2 и выполнение алгоритма переходит к пункту 7.

9. Сравнивается полученное расчетное значение давления в выходном сечении подъемного трубопровода $p_{вых}$ с атмосферным p_a и в случае их несоответствия изменяется диаметр верхней ступени подъемного трубопровода, исключается из алгоритма пункт 8.3 и расчет параметров трехкомпонентного потока в верхней ступени подъемного трубопровода повторяется, начиная с пункта 8.1.

10. Определяются удельная энергоемкость и к.п.д. эрлифтного гидроподъема.

Данный метод расчета позволяет достаточно точно определить конструктивные параметры ступенчатого трубопровода. Что позволяет рационально подобрать количество и размеры ступеней при расчете гидротранспортных систем.

Перечень ссылок

1. Уоллис, Г. Одномерные двухфазные течения [Текст] / Грэхем Уоллис; [пер. с англ.]. – М.: Мир, 1972. – 440 с.
2. Кириченко, Е.А. Механика глубоководных гидротранспортных систем в морском горном деле: [монография] / Евгений Алексеевич Кириченко. – Д.: Национальный горный университет, 2009. – 344 с. – ISBN 978-966-350-170-3.

УДК 621.518.54

**Саранов С.Г., Быков А.И., студенты гр. 184с-16-2 ММФ, Оксень Ю.И., к.т.н.,
доцент кафедры горной механики**
(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепр, Украина)

ХОЛОДИЛЬНО-ТЕПЛОНАСОСНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ШАХТ

В настоящее время в Украине при проектировании глубоких шахт доминирует концепция решения проблем получения холода для кондиционирования воздуха в горных выработках и тепла для систем горячего водоснабжения и отопления с помощью независимых друг от друга систем. Комплексное решение этих проблем позволило бы существенно сократить энергозатраты на производство холода и тепла и улучшить структуру энергетического баланса предприятий.

Для кондиционирования воздуха в горных выработках отечественной промышленностью предлагаются шахтные передвижные кондиционеры КПШ холодильной мощностью до 300 кВт и стационарные холодильные машины для работы в подземных условиях типа МХРВ-1 холодильной мощностью 1000 кВт. При этом теплоту конденсации холодильных машин предполагается отводить в исходящую вентиляционную струю с помощью форсуночных водоохладителей. Недостатком данного технического решения является не только потери этого тепла, но также и загрязнение конденсаторной воды пылью, содержащейся в вентиляционном воздухе, и снижению эксплуатационной надежности установок кондиционирования.

Температура конденсаторной воды холодильных машин (25 – 30°C) является весьма благоприятной для использования этой воды в теплонасосных технологиях теплоснабжения в качестве источника низкопотенциального тепла. Учитывая это, предлагается комплексная холодильно-теплонасосная технология кондиционирования воздуха и теплоснабжения.

Поскольку теплонасосное оборудование размещается на земной поверхности, а холодильное – в горных выработках, на глубинах свыше 800 м, давление в нижних сечениях трубопроводов транспортирования теплоносителя от холодильных машин к тепловым насосам повышается до 8 МПа и более. Конденсаторы холодильных машин не рассчитаны на высокое давление, поэтому возникает необходимость в разделении системы передачи тепла на подсистемы низкого и высокого давления и решения проблемы связи между подсистемами.

Простым и надежным ее решением является применение в схеме установки (рис. 1, а) теплообменника высокого давления (ТВД). Однако наличие этого аппарата приводит к необходимости повышения температуры конденсации хладагента в холодильных машинах на 5 – 7°C, соответствующему увеличению термодинамических потерь от необратимости теплообмена и снижению энергетической эффективности установки.

С целью повышения эффективности предлагается два альтернативных варианта передачи теплоты конденсации.

Первый состоит в применении гидрораспределителя, позволяющего передать из контура высокого в контур низкого давления и обратно непосредственно сам теплоноситель (рис. 1, б). Такие гидрораспределители серийно изготавливаются фирмой «Siemag» (Германия) [1,2]. Изменение температуры теплоносителя в них вследствие смешения теплой и холодной струй на фронте их соприкосновения не превышает 0,5°C, поэтому эти аппараты характеризуются значительно меньшими термодинамическими потерями чем ТВД. Кроме того, их стоимость меньше стоимости ТВД в несколько раз [2].

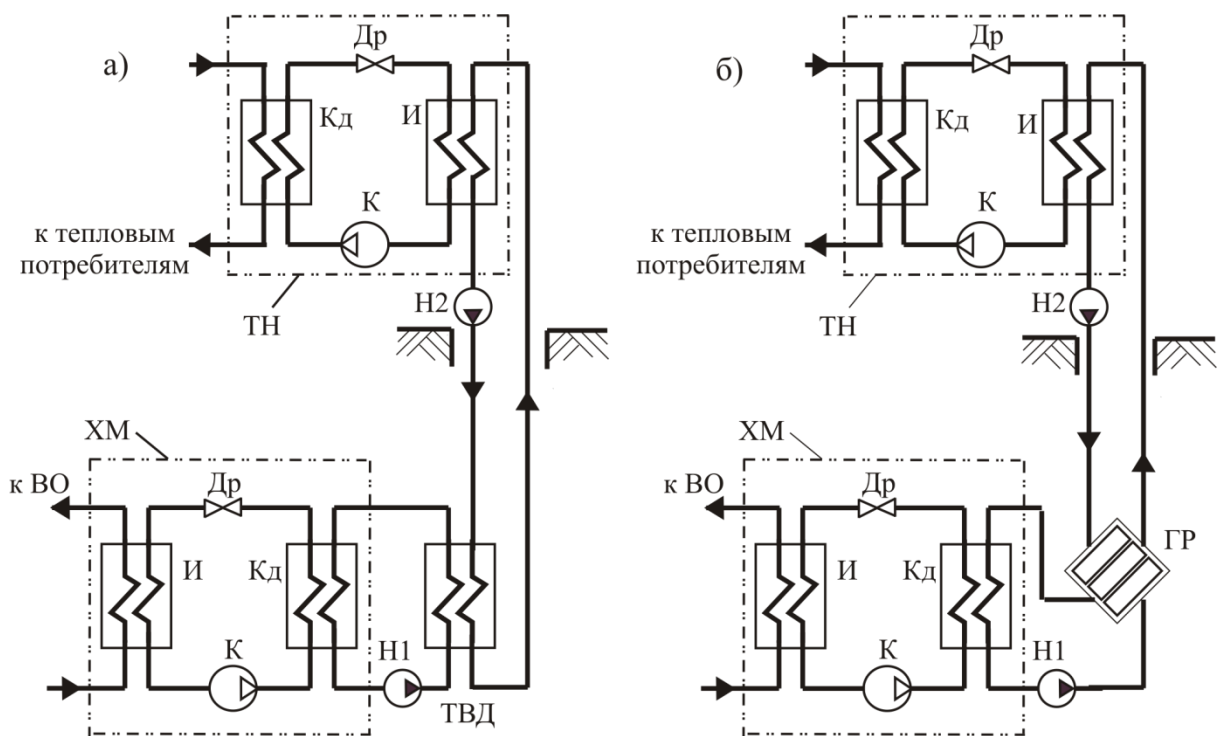


Рисунок 1 — Схемы холодильно-теплонасосных установок с ТВД (а) и ГР (б): ХМ – холодильная машина; ТН – тепловой насос; К – компрессор; И – испаритель; Кд – конденсатор; Др – дроссель; Н1, Н2 – насосы; ТВД – теплообменник высокого давления; ГР – гидрораспределитель; ВО – воздухоохладитель

Второй вариант состоит в передаче теплоты конденсации от холодильных машин к тепловым насосам с помощью шахтной воды и главной водоотливной установки шахты. Большим преимуществом этого варианта является то, что в нем вообще не требуется специальных трубопроводов транспортирования носителя теплоты конденсации, поскольку последним является шахтная вода. Однако, очевиден также и недостаток, состоящий в том, что шахтная вода может иметь неблагоприятный химический состав, вызывать коррозию труб и других деталей конденсаторов холодильных машин и испарителей тепловых насосов. Кроме того необходимо, чтобы температура и количество шахтной воды были близки к требуемым для охлаждения конденсаторов холодильных машин. Отличие этих параметров от требуемых может существенно снизить энергетическую эффективность установки.

Таким образом, на данном этапе разработаны схемные решения холодильно-теплонасосных установок для кондиционирования воздуха и теплоснабжения шахт. Задачей дальнейших исследований является оценка эффективности разработанных схем для условий шахт Донбасса.

Перечень ссылок

1. Janalik, J. Doprava studboné vody pro centrální klimatizaci dolů / J. Janalik // Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské v Ostravě. Řada strojní a elektrotechnická. – 1991. – № 1. – R. 37. – S. 137-159.
2. Kinne, Ch. Alternative Methoden des Kältetransportes im Steinkohlenbergbau bei übertägig angeordneten Kältemaschinen / Ch. Kinne, Geller F.J., W. Loser // Bergbau. – 1990. – № 12. – S. 537-542.

УДК 622

Федоряченко Д.А., аспірантка кафедри горної механіки
Научный руководитель: Самуся В.И., д.т.н., заведующий кафедрой горной механики
 (Государственное ВУЗ "Национальный горный университет", г. Днепр, Украина)

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ МОБИЛЬНОЙ АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

Тормозное устройство шахтной подъемной машины, которое является важной составной частью системы управления и конечным звеном в цепи защиты подъемной установки, обеспечивает выполнение заданной диаграммы скорости и стопорение барабана во время технологических пауз (рабочее торможение), а также предохранительное торможение при возникновении аварийной ситуации.

Требования Правил безопасности [1] и Правил технической эксплуатации [2] регламентируют основные требования к режимам торможения, выполнить которые можно только при правильном выборе параметров и наладке тормозного привода и его системы управления.

В состав подъемной установки АСППУ-6,3 входит вмещающая 8 человек аварийно-спасательная клеть, имеющая полную массу $Q = 2880$ кг. Привод гидропружинного тормоза рассчитан на обеспечение нормативной кратности тормозного усилия при максимальной концевой нагрузке и максимальной глубине подъема 1400 м.

Допустимые замедления при подъеме и спуске расчетного груза определяются как средние замедления, то есть отношение фактической скорости ко времени, которое прошло с момента начала торможения до полной остановки подъемной машины [2]. При этом величина среднего замедления подъемной установки, как при предохранительном, так и при рабочем (в экстренных случаях) торможении при подъеме расчетного груза не должна превышать 5 м/с^2 .

Однако, для мобильной подъемной установки, которая характеризуется значительной массой каната по отношению к массе концевой груза, необходимо при выборе допустимых замедлений учитывать влияние динамических процессов в отвесе и струне каната на возможность набегания подъемного сосуда на канат даже при выполнении требований нормативных документов к режимам торможения.

С помощью разработанной математической модели [4] проведены исследования динамики мобильной подъемной установки АСППУ-6,3 для определения допустимых замедлений и тормозных усилий из условия нерасслабления каната в нижнем сечении при предохранительном торможении для различных масс концевой груза.

При моделировании варьировались длина отвеса каната с шагом 50 м и максимальная кратность тормозного усилия, обеспечивающая выполнение условия (2). На рис. 1 показаны зависимости допустимых замедлений от длины отвеса каната для режима торможения из условий ненабегания сосуда на канат при подъеме груженых клетки ($Q = 2880$ кг) и бабды ($Q = 720$ кг) при длине струны $l_{стр} = 75$ м. Сплошными линиями показаны зависимости допустимых замедлений, полученных с учетом поперечных колебаний струны каната, пунктирными – без учета поперечных колебаний.

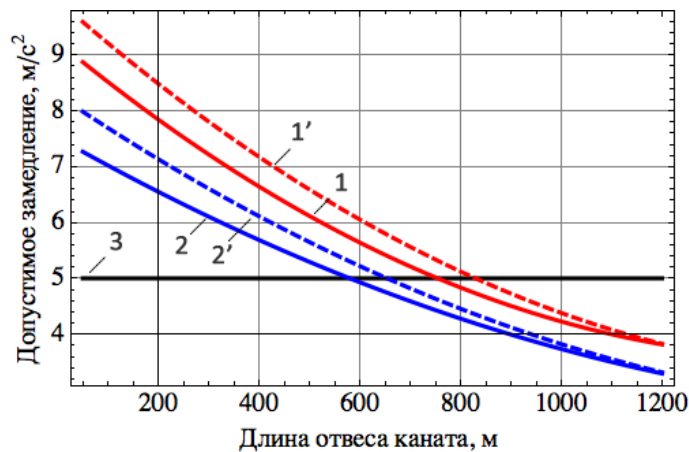


Рисунок 1 – Залежності допустимих замедлень від довжини отвеса каната для різних мас концевих грузів: 1 і 1' – для $Q = 2880$ кг; 2 і 2' – для $Q = 720$ кг; 3 – максимально допустиме замедлення при підйомі вантажу

Аналіз отриманих залежностей свідчить про те, що врахування динаміки струни знижує величину допустимих замедлень на 7...12%, причому, це вплив посилюється при зменшенні довжини отвеса каната та маси концевих грузів.

Крім того, для великих глибин через посилення впливу динамічних процесів в отвесі каната виконання вимог Правил безпеки $a_n \leq 5 \text{ м/с}^2$ забезпечує ненабегання клітки на канат тільки до глибини підйому 800 м, а бадьї – до 480 м (горизонтальна лінія 3 на рис. 1). При використанні мобільної підйомної установки в конкретних умовах необхідно врахувати цей фактор і обмежувати максимально допустиме замедлення значенням, значно меншим, ніж 5 м/с^2 . Так, наприклад, для глибини підйому 1200 м допустимі замедлення при підйомі клітки та бадьї становлять $3,56 \text{ м/с}^2$ та $2,48 \text{ м/с}^2$ відповідно.

Висновки

1. Отримані залежності допустимих замедлень при гальмуванні в режимі підйому вантажу для різних співвідношень довжини отвеса каната, маси концевих грузів та довжини струни каната з урахуванням та без урахування динамічних процесів в струні каната. Аналіз отриманих залежностей свідчить про те, що врахування динаміки струни знижує величину допустимих замедлень на 7...12%, причому, це вплив посилюється при зменшенні довжини отвеса каната та маси концевих грузів.

2. При використанні мобільної підйомної установки для глибоких шахт через посилення впливу динамічних процесів в отвесі каната виконання вимог Правил безпеки $a_n \leq 5 \text{ м/с}^2$ забезпечує ненабегання клітки на канат тільки до глибини підйому 800 м, а бадьї – до 480 м. Так, наприклад, для глибини підйому 1200 м допустимі замедлення при підйомі клітки та бадьї становлять $3,56 \text{ м/с}^2$ та $2,48 \text{ м/с}^2$ відповідно.

3. Розроблена методика вибору раціональних параметрів режимів гальмування дозволяє забезпечити правильну налаштування гальмівного приводу з умов ненабегання підйомного судна на канат в режимі підйому вантажу при виконанні вимог до кратності гальмівного зусилля та мінімальному замедленню для режиму спуску розрахункового вантажу.

4. Застосування розробленої методики спеціалістами проєктних організацій та гірничо-рятувальної служби дозволить забезпечити ефективне та безпечне використання підйомної установки АСПУ-6,3 при ліквідації наслідків аварій в шахтних стволах та евакуації людей з підземних горизонтів.

Перечень ссылок

1. Правила безпеки в вугільних шахтах (НПАОП 10.0 –1.01–05). – К.: Відлуння, 2005. – 398 с.
2. Правила технічної експлуатації вугільних шахт (СОУ 10.1 – 00185790 – 002 – 2005). – Київ: Мінвуглепром України. – 2005. – 353 с.
3. Самуся С.В. Анализ результатов экспериментальных исследований динамических процессов в струне и отвесе каната мобильной подъемной установки / С.В. Самуся // Гірничя електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 83. – С . 118–126.
4. Ільїн С.Р. Дослідження взаємодії коливальних процесів в струні та виску каната при гальмуванні мобільної підйомної установки / С.Р. Ільїн, С.В. Самуся // Зб. наук. праць НГУ. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2007. – №27. – С. 94–98.
5. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок / В.Р. Бежок, В.Г. Калинин, В.Д. Коноплянов, Е.М. Курченко. – Донецк: Донеччина, 2009. – 672 с.

УДК 621.962.88

Кондауров О.С., студент гр. ГРм-184-16-1 ММФ**Научный руководитель: Чеберячко И.М., к. т. н., доцент кафедры горной механики (Государственное ВУЗ "Национальный горный университет", г. Днепр, Украина)****ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ ПЫЛЕГАЗОВОЙ СМЕСИ В ВИХРЕВОМ ЭЖЕКТОРЕ**

Движение пылегазовой смеси в эжекторах — сложный аэродинамический процесс, определяемый рядом факторов, основные из которых: геометрические размеры самого эжектора, кинематические параметры потока, физико-механические свойства твердых частиц и их концентрация в камере и др. От правильного выбора этих параметров зависит эффективность промышленных установок и, соответственно, указанных технологических процессов.

Математическое моделирование процессов смешения и разгона твердых частиц с газом в прямооточных и вихревых каналах показало, что более эффективно указанные процессы протекают в вихревых эжекторах.

Для исследования движения пылегазовой смеси в вихревых аппаратах используются различные модели математического описания с элементами теории гидродинамического подобия, такие как: течения типа следа за твердым диском, течения с постоянной окружной скоростью по высоте циклонного аппарата, течения с постоянным моментом количества движения пылегазового потока в камере [1-3].

Анализ кинематики проточной части вихревой камеры свидетельствует о том, что одновременный учет всех факторов, действующих в потоке пылегазовой смеси вихревого аппарата в упомянутых выше математических моделях, значительно усложняет их структуру. Последнее затрудняет использование численных методов для решения уравнений движения или же не отражает реальной картины физики процессов, возникающих при больших концентрациях твердых частиц в потоке.

Для теоретических исследований использовалась математическая модель, разработанная в работе [1]. Она представлена в виде трех уравнений движения и уравнения неразрывности потока:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{r} \rho V_r + \frac{\partial \rho}{\partial r} V_r + \frac{\partial V_r}{\partial r} \rho + V_x \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial V_x}{\partial x} \rho = 0; \\ V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_x \frac{\partial V_r}{\partial x} - \frac{V_\theta^2}{r} = A_F V_r - \frac{1}{\rho} RT \frac{\partial \rho}{\partial r}; \\ V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + V_x \frac{\partial V_\theta}{\partial x} + \frac{V_r V_\theta}{r} = A_F V_\theta; \\ V_r \frac{\partial V_x}{\partial r} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} = A_F V_x - \frac{1}{\rho} RT \frac{\partial \rho}{\partial x}. \end{array} \right.$$

где V_r , V_θ , V_x — соответственно радиальная, окружная и осевая скорости вихревого потока, м/с; r , x , θ — геометрические параметры циклонного аппарата, м, м, град; T , ρ — температура и плотность потока, К, кг/м³; R — газовая постоянная смеси, Дж/(кг·К); g — ускорение силы тяжести, м/с²; A_F — коэффициент внутреннего трения потока, 1/с.

При этом были приняты следующие граничные условия.

На стенках камеры принята гипотеза о прилипании частиц, так как движение частиц на них практически отсутствует. Тангенциальная скорость $V_{\theta A}$ равна скорости входа потока в помольную камеру:

$$V_{zA} = 0; \quad V_{rA} = 0; \quad V_{\theta A} = V_0; \quad V_0 = \frac{G_g}{F_{ex}},$$

где G_g — расход воздуха, м³/ч; F_{ex} — площадь сечения входных подводов, м².

Плотность потока для левой границы равна входной плотности потока ρ_0

$$\rho_0 = \frac{Q_n}{G_в},$$

где Q_n – подача исходного материала в мельницу, кг/ч; $G_в$ – расход воздуха, м³/ч.

Для решения системы уравнений при задаваемых граничных условиях разработаны алгоритмы численного решения, ориентированные на применение ЭВМ.

Разработанная методика измерений позволила исследовать вихревой поток при различных технологических условиях, а также выяснить, как влияет изменение геометрических параметров завихрителя на аэродинамические параметры потока.

В результате проведения экспериментов были получены поля скоростей и давлений (рис.1), возникающих в пяти контрольных сечениях при различных условиях: 1) изменение подачи энергоносителя; 2) изменение подачи твердого компонента аэросмеси; 3) изменение ширины зазора завихрителя; 4) изменение диаметра рабочего сопла.

Расхождение экспериментальных и расчетных значений колеблется в пределах от 1% до 16,5%.

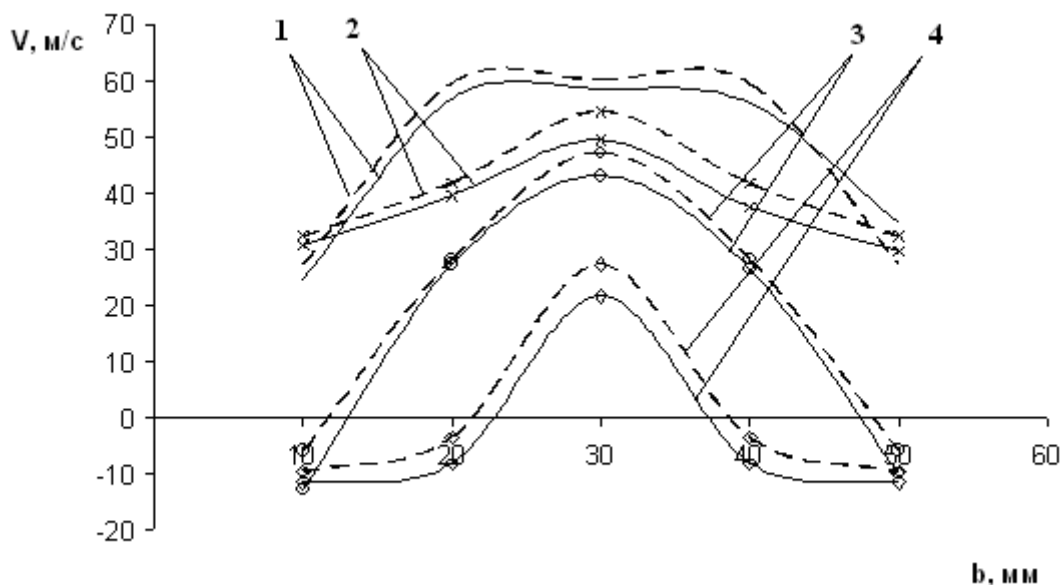


Рисунок 1 – Изменение скорости потока по ширине завихрителя в сечении I-I при ширине зазора 10 мм и диаметре сопла: 1 – 2 мм; 2 – 3 мм; 3 – 4 мм; 4 – 5 мм (сплошная линия – экспериментальные данные; пунктирная линия – расчетные данные)

Таким образом, на основании рассмотренного материала можно сделать вывод, что разработанная математическая модель движения пылегазовой смеси в вихревом эжекторе является адекватной.

Перечень ссылок

1. А.с. 689723 СССР МКИ В02 с 19/06. Вихревая мельница / А.А. Иванов, В.И. Горобец, И.М. Чеберячко (СССР). - №2431483/29-33; Заявлено 20.12.76; опубл. 05.10.79, Бюл. № 37. – С. 41.
2. Горобец В.И., Горобец Л.Ж. Новое направление работ по измельчению. – М.: Недра, 1977. – 183 с.
3. Шенерг К., Румф Г. Измельчение отдельных частиц между двумя плоскостями. – В кн.: Труды Европейского совещания по измельчению. – М.: 1966. – С.111-129.

УДК 622.5

Савенчук А.С., к.т.н., доцент кафедри горної механіки, Лябогова Т.В., студентка гр. ЕЕ-14-3 ЕТФ

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Требования к холодильным агентам (хладагентам) тепловых насосов следующие: экологические – озонобезопасность, низкий потенциал глобального потепления, негорючесть и нетоксичность; термодинамические – большая объёмная холодопроизводительность, низкая температура кипения при атмосферном давлении, невысокое давление конденсации, высокая критическая температура, малые плотность и вязкость хладагента, что обеспечивает уменьшение потерь на трение [1].

Для выполнения исследований были выбраны хладагенты, которые широко применяются в холодильной технике и по некоторым показателям близко отвечают выше указанным требованиям: R22, R134, R502, R600 и R717 (аммиак).

Схема теплонасосной установки представлена на рисунке 1.

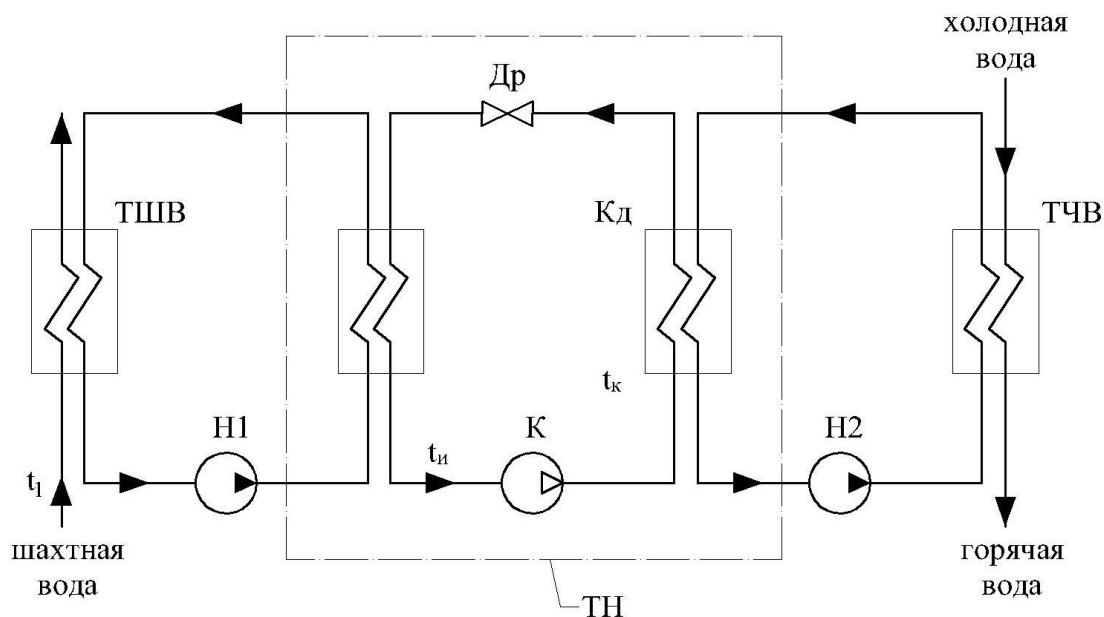


Рисунок 1 – Схема теплонасосной установки:

ТШВ – теплообменник шахтной воды; ТЧВ – теплообменник чистой воды; Н1, Н2 – насосы промежуточных контуров испарителя и конденсатора; К – компрессор; Др – дроссель; ТН – тепловой насос; Кд – конденсатор.

В качестве низкопотенциального теплоносителя принята шахтная вода с температурой $t_1 = 16^\circ\text{C}$. При построении циклов на i -р диаграммах приняты одинаковые температурные напоры на тёплом конце теплообменника шахтной воды $\Delta t_1 = 4^\circ\text{C}$ и на тёплом конце испарителя $\Delta t_2 = 5^\circ\text{C}$ [2]. Температура конденсации хладагента для всех случаев принята 60°C . КПД компрессора теплового насоса принят $\eta = 0,7$. Для каждого хладагента, по заданным начальным параметрам, были определены удельная холодопроизводительность q_x , теплопроизводительность q_T , работа компрессора с

учётom КПД l_k и коэффициент трансформации $k_{тр}$. Полученные данные приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты расчётов термодинамических циклов

Хладагент	t_1 , °C	t_k , °C	t_n , °C	P_n , Бар	P_k , Бар	q_x , кДж/кг	q_t , кДж/кг	l_k , кДж/кг	$k_{тр}$
R22	16	60	7	6,4	24	130	176	47	3,74
R134a	16	60	7	3,8	17	112	156	44	3,53
R502	16	60	7	7,1	26,8	72	106	34	3,09
R600	16	60	7	1,4	6,4	248	335	87	3,85
R717	16	60	7	5,5	27	990	1333	343	3,89

Анализ полученных результатов показал, что в термодинамических циклах высокий коэффициент трансформации у хладагентов R22, R600 и R717. Хладагенты, относящиеся к группе CFC R12, R22, вредны для окружающей среды и запрещены к использованию [1]. Хладагенты R600 и R717 не разрушают озоновый слой атмосферы и не способствуют появлению парникового эффекта, имеют свои преимущества и недостатки, которые надо учитывать при проектировании теплонасосных установок. Хладагент R717 широко используется в тепловых насосах во многих зарубежных странах. С точки зрения энергетической эффективности можно рекомендовать к применению в теплонасосных установках хладагенты R600 и R717.

Перечень ссылок

1. Бабкин Б.С., Стефанчук В.И., Ковтун Е.Е. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. – М.: Колос, 2000 – 160с.
2. Методичні вказівки до проектування теплонасосних установок для утилізації відкидного тепла на гірничих підприємствах для студентів спеціальності 7(8) «Розробка родовищ та видобування корисних копалин» спеціалізації «Електромеханічні комплекси гірничого виробництва»/ Ю.І. Оксень, О.С. Савенчук, В.І. Самуся. – Д.: національний гірничий університет, 2014 – 40с.

УДК 622.647

Воевода А.П., студент гр. 184с-16-2 ММФ**Научный руководитель: Тарасов В.И., к.т.н., доцент кафедры горной механики
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)****ПУТИ СНИЖЕНИЯ ЗАТРАТ ЭНЕРГИИ НА ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ
УГЛЯ ЛЕНТОЧНЫМ КОНВЕЙЕРОМ**

Для шахт со сплошной конвейеризацией особую важность приобретают вопросы снижения затрат энергии при транспортировании угля ленточными конвейерами. Стоимость электроэнергии в общей стоимости угля составляет 20%. Удельный расход электроэнергии на подземном транспорте составляет 12% от общешахтных расходов. В этих условиях задача снижения затрат энергии на транспортирование угля имеет первостепенное значение.

На горных предприятиях в одних и тех же условиях применяют ленты, как с тканевым, так и с тросовым каркасом. Последние более прочные, но их линейная масса в 1,5 - 1,7 раза больше, чем тканевых лент. В отдельных случаях запас прочности тросовой ленты доходит до 75 при нормативном значении 8 – 10. Это объясняется тем, что тросовые ленты имеют один предел прочности на разрыв. В отличие от них ленты с тканевым каркасом имеют несколько пределов прочности на разрыв соответствующих числу слоев каркаса, что улучшает их адаптивную способность к условиям нагружения.

Привод ленточного конвейера в установившемся режиме работы перемещает грузонесущую ленту, которая опирается на ролики. Таким образом, привод приводит в движение, как полезный груз, так и «мертвые массы» (лента, ролики). В этой связи представляет интерес изучение вопроса анализа влияния линейной массы ленты на удельные затраты энергии конвейером при транспортировании.

В таблице 1 приведены расчетные данные удельных затрат энергии на транспортирование угля конвейером Л100 длиной 1 км при паспортной его загрузке с тканевой лентой ПВХ - 120 и резиновой - 2РТЛЮ – 1500 для углов наклона конвейера от 0 до 18 градусов.

Таблица 1

Удельные затраты энергии конвейера л100, кВт.ч/т.км

Лента	Угол наклона конвейера, град							
	0	2	5	7	10	12	15	18
ПВХ- 120	0,250	0,360	0,528	0,640	0,804	0,914	1,076	1,234
2РТЛЮ - 1500	0,302	0,412	0,580	0,720	0,856	0,964	1,126	1,284

Удельные затраты для обоих типов лент с увеличением угла наклона конвейера существенно возрастают и на предельном угле в 18 градусов в 4,8 раза превышают энергозатраты горизонтального конвейера. Конвейер с тканевой лентой имеет удельные затраты на 0,05 кВт.ч/т.км меньше, чем с тросовой лентой. Для горизонтальных конвейеров это уменьшение составляет 20 процентов, а на уклоне в 18 градусов - 4 процента. Такое снижение объясняется тем, что существенная часть энергии привода расходуется на подъем груза.

Резиновые ленты по прочностным характеристикам перекрывают весь диапазон применения по углу наклона конвейера. Однако, являясь более тяжелыми, требуют повышенных затрат энергии на тонно-километр транспортной работы (рис.1).

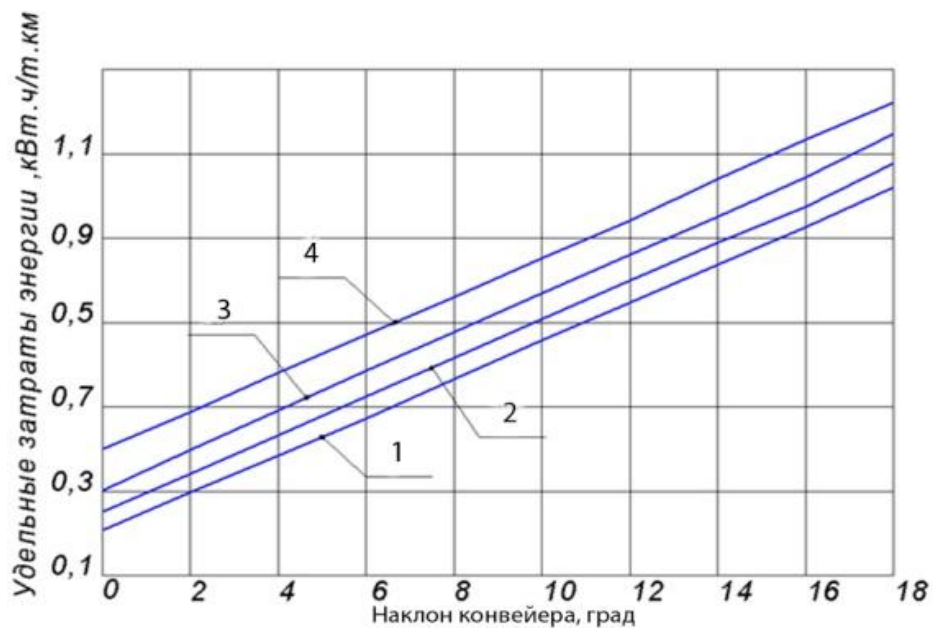


Рисунок 1 – Удельные энергозатраты в функции угла наклона конвейера для разной линейной массы ленты: 1,3 лента тканевая ПВХ; 2,4 лента тросовая 2 РТЛО - 1500; 1,2 –линейная масса груза $q = 55,5$ кг/м; 3,4 –линейная масса груза $q = 27,75$ кг/м

С уменьшением полезной нагрузки конвейера доля линейной массы ленты в общих движущих приводом массах повышается и соответственно растут затраты энергии на транспортирование.

При увеличении угла наклона конвейера абсолютное значение уменьшения энергозатрат сохраняется, однако, из-за того, что существенно растут затраты энергии на подъем груза, а на вращение роликов остаются неизменными, относительные затраты энергии на предельном уклоне в 18 градусов снижаются до 3,15 % для тросовой ленты и 5,5 % для ленты с тканевым каркасом.

Областью применения лент с тканевым каркасом следует считать горизонтальные и слабо наклонные конвейеры. Эти ленты изготавливают с числом слоев каркаса от 2 –х до 6-ти, что существенно улучшает их адаптивную способность к условиям нагружения.

Ленты с тросовым каркасом имеют один предел прочности на разрыв, в связи с чем их следует применять на круто наклонных конвейерах, где их прочностные характеристики имеют первостепенное значение.

УДК 622.647

Дудин А.И., студент гр. 184с-16-2 ММФ

Научный руководитель: Тарасов В.И., к.т.н., доцент кафедры горной механики
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ЛЕНТЫ КОНВЕЙЕРА ПО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМУ ПОКАЗАТЕЛЮ

Все шахты Павлоградского бассейна спроектированы с производственной мощностью в 2-2,5 миллиона тонн в год. На сегодня достигнутый уровень добычи составляет 500-600 тысяч тонн в год. В этих условиях транспортная система в виде разветвленной конвейерной линии от забоя до ствола имеет существенный резерв по производительности. Этот резерв для отдельных конвейеров составляет от 2 до 8. Запас прочности ленты может доходить до 75 при нормативном его значении 8-10.

В этих условиях особый интерес представляет анализ степени загрузки ленты полезным грузом. Производительность конвейера определяется с одной стороны шириной ленты с другой – скоростью ленты. Эти два показателя могут служить параметрами адаптации конвейера к реальному грузопотоку. Однако, они являются неизменными и задаются при проектировании конвейера.

Линейная масса полезного груза может меняться от 0 (холостой ход конвейера) до максимально возможной, которая определяется приемной способностью ленты. Соотношение мощностей привода конвейера в этих двух крайних режимах приведены в таблице 1.

Таблица 1

Потребляемая мощность приводом конвейера

Конвейер	Длина, м	Угол наклона, град.	Скорость ленты, м/с	Мощность, кВт	
				Номинальная	Холостого хода
2Л80	800	0	2,0	110	28
2Л100	1000	0	2,5	220	55
2Л120	750	12	3,15	1000	134

Анализ этих данных показывает, что привод серийных конвейеров при отсутствии груза на ленте, т. е. в холостом режиме работы конвейера потребляет 25% от его мощности в номинальном режиме.

Для экономии энергии представляет интерес ограничение работы электродвигателей привода конвейера путем установки ограничителей холостого хода. Экономия электроэнергии в этом случае представляет собой разность между расходом энергии электродвигателем во время холостого хода и расходом ее при нагруженном конвейере. Внедрение ограничителей имеет назначение снизить до минимума холостую работу конвейера и производить автоматическую остановку его при снятии полезной нагрузки.

Вторым направлением экономии энергии является регулирование скорости ленты по управляющему воздействию от линейной массы груза на ленте. Оценить эффективность регулирования скорости ленты по управляющему воздействию от поступающего грузопотока можно удельным показателем, представляющим собой отношение расхода энергии на один тонно-километр транспортной работы.

Зависимости удельных затрат энергии в функции грузопотока приведены на рис. 1 для конвейера Л80 длиной 1 км.

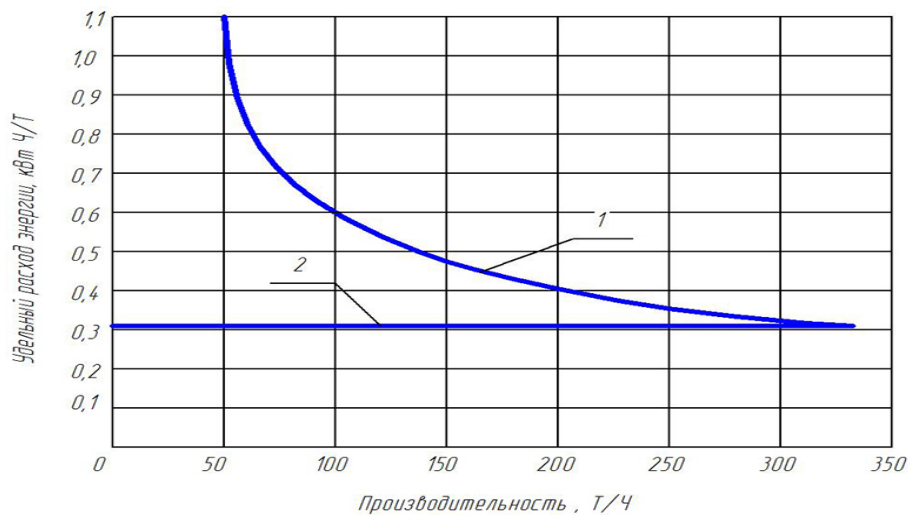


Рисунок 1 – Удельный расход энергии при изменении грузопотока: 1 – $v = \text{const}$, $Q = \text{var}$, $q = \text{var}$; 2 – $v = \text{var}$, $Q = \text{var}$, $q = \text{const}$, q – линейная масса груза на ленте, кг/м; v – скорость ленты, м/с; Q – производительность конвейера

При уменьшении поступающего грузопотока на конвейере с постоянной скоростью ленты уменьшается линейная масса груза на ленте и удельные затраты энергии растут по параболическому закону (рис. 1, кривая 1). Так для конвейера Л80 при уменьшении производительности с 300 т/ч до 100 т/ч увеличиваются энергозатраты с 0,3 до 0,6 кВт.ч/т.км.

Если же скорость ленты уменьшать по управляющему воздействию от грузопотока таким образом, чтобы линейная масса груза на ленте оставалась постоянной и равной максимальной по приемной способности, то удельный показатель энергозатрат остается постоянным и равным минимальному значению независимо от величины поступающего грузопотока (рис. 1, кривая 2).

В случае изменяющегося во времени грузопотока следует применять привод с асинхронным частотно регулируемым двигателем, что позволит транспортировать груз конвейером с минимальными энергозатратами.

УДК 622.673.1

Львіна С.С., к.т.н., доцент кафедри гірничої механіки
(Державний ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро, Україна)

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ СИСТЕМИ «ПОСУДИНА – АРМУВАННЯ» В СТВОЛАХ З ПОРУШЕНОЮ ГЕОМЕТРІЄЮ

Проблема стабілізації динамічної взаємодії скіпов з провідниками жорсткого армування має достатньо складний характер. Її розв'язання визначається співвідношенням між параметрами систем «скіп – армування» і, зокрема, співвідношенням між власними частотними характеристиками коливань скіпов на ролюкооперах і зовнішніми багаточастотними збудженнями з боку провідників за умови, що система працює в стійкому режимі по відношенню до параметричних збуджень, викликаних змінною жорсткістю на кроці армування.

Варіант вживання системи SolidMotion для розв'язання цієї проблеми методом комп'ютерного моделювання найбільш зручний, але має свої обмеження за можливостями моделювання властивостей реальних систем. Тому на першому етапі досліджень скористаємося можливостями обчислювальної системи SolidMotion для моделювання і дослідження взаємодії скіпов з армуванням в реальних умовах стволів з ролюковими напрямними традиційній конструкції, забезпеченими гумо-пружинними амортизаторами з постійними, в межах кінематичних зазорів, жорсткостями амортизуючих блоків, визначеними експериментально. Конструкції напрямних, їх вигляд і результати визначення їх жорсткісних параметрів приведені в роботі [1].

Для побудови обчислювальної кінцево-елементної моделі в системі SolidMotion підйомна посудина моделюється твердим об'ємним тілом, що не деформується, габаритні розміри і маси якого рівні габаритним розмірам і масам скіпів, які працюють в залізрудних стволах.

При моделюванні горизонтального руху скіпа вважається, що він зафіксований у вертикальному напрямі щодо нерухомого простору, при цьому провідники вважаються абсолютно твердими тілами, які рухаються вертикально щодо скіпа за заданими законами, взаємодіючи з ним через чотири пружньо-дисипативні зв'язки. Характеристики зв'язків задаються стандартним чином в системі моделювання. Скіп скоює горизонтальний рух під дією чотирьох кінематичних дій, що вимушують, в лобовій і в бічній площинах за заданими функціями часу законам, як система з п'ятьма ступенями свободи.

Горизонтальні переміщення провідників щодо скіпа моделюються функціями часу, які визначаються спеціальним чином з використанням засобів математичного процесора на підставі реальних маркшейдерських даних відхилень провідників від вертикалі на кожному ярусі армування, даних розкладки номерів ярусів на глибинних відмітках в стволі і діаграмою вертикальної швидкості скіпа, вимірної цифровим блоком апаратури управління підйомною машиною.

Провідники встановлені на заданих відстанях від скіпа, рівних реальним кінематичним зазорам на сторону, граничні значення яких складають 15 – 23 мм за Правилами Безпеки. При обчислювальних експериментах зазори варіюються всередині і за межами цих меж, оскільки в стволах з порушеною геометрією, щоб уникнути заклинювання посудин на викривлених ділянках, зазори можуть досягати 30 – 40 мм, а на ділянках звуження колії зменшуватися до 10 мм на сторону.

Під час руху скіп проїжджає по провідниках, контактуючи з кожним перетином по черзі верхніми і нижніми напрямними, окремо з одного і з другого боку. Для побудови функцій, що задають миттєві значення горизонтального відхилення кожного

провідника від вертикалі на верхньому і нижньому поясах скіпа, залежно від часу в циклі, виконуються допоміжні розрахунки в програмній системі Mathcad.

В процесі руху скіп на одних ділянках рухається в безударному режимі, взаємодіючи з провідниками тільки через роликові напрямні, а на інших вступає з ними в жорсткий контакт. При цьому частота коливань на ділянках ударної взаємодії більша, ніж на ділянках плавного руху.

Крім того, на ділянках з різними параметрами профілів величини навантажень відрізняються один від одного у декілька разів. Не дивлячись на домінуючий характер взаємодії з невеликим рівнем контактних навантажень, зустрічаються окремі ділянки циклу з одиночними різкими ударами значної величини.

В кожний момент часу динаміка посудини визначається параметрами профілю на поточній ділянці руху. Параметри профілю кожного окремого провідника є випадковим набором чисел, що володіють власними статистичними характеристиками. Динаміка посудини формується як власними параметрами профілю кожного з двох його провідників, так і їх поєднанням між собою.

Перелік посилань

1. Ильина, С.С. Анализ работы роликовых рычажных направляющих в промышленных условиях скіпового подъема / С.С. Ильина // Стальные канаты: Сб. науч. тр. / МАЙСК. – Одеса: Экология, 2009. – №7. – С. 103 – 110.

УДК 622.673:622.867

Виниченко А.В., аспирант кафедры горной механики
Научный руководитель: Самуся В.И., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой
горной механики
(Государственное ВУЗ "Национальный горный университет", г. Днепр, Украина)

ПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ВЕДЕНИЯ АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНЫХ РАБОТ В ВЕРТИКАЛЬНЫХ ШАХТНЫХ СТВОЛАХ

Подъемная машина входит в состав подъемного оборудования и является основной частью шахтной подъемной установки. Из всех машин, применяемых при подземной добыче в горной промышленности, подъемная машина занимает наиболее ответственное место. Вынужденная остановка машины фактически прекращает всю добычу шахты, нанося огромные убытки. Это определяет высокие требования к техническому уровню подъемных машин и качеству их изготовления. Подъемная машина состоит из главного вала, органа навивки, механизма перестановки, тормозного устройства, соединительных муфт, редуктора, электропривода, аппаратуры защиты и блокировок. Шахтные подъемные машины подразделяются на три группы: малые барабанные подъемные машины с диаметром барабана до 3,5 м включительно; крупные барабанные подъемные машины с диаметром барабана 4 м и более; машины со шкивами трения.

Малые барабанные подъемные машины предназначены для подъема и спуска людей и груза по вертикальным и наклонным горным выработкам и применяются для оборудования подземных и поверхностных подъемных установок. Машины могут работать в среде, опасной по газу или пыли, могут применяться при проходке стволов. Крупные шахтные подъемные машины предназначены для подъема и спуска людей и грузов в основном по вертикальным горным выработкам. Машины предназначены для работы в среде безопасной по газу и пыли, в закрытых помещениях с температурой воздуха от +5 до +40°C.

В Украине подъемные машины выпускают ЗАО "Новокраматорский машиностроительный завод" и ОАО "Донецкий завод горного машиностроения". Применение аварийно-спасательной мобильной подъемной установки АСПИУ-6,3 позволяет осуществить оперативную эвакуацию шахтного персонала из зависших клетей и подземных горизонтов шахт при аварийных ситуациях с учетом требований Правил безопасности. Исследования показывают, что для привода проходческих подъемных установок, особенно мобильного исполнения, весьма целесообразно применение безредукторного привода на основе объемных гидropередач при использовании высокомоментных гидромоторов.

Конструктивные изменения приводов на основе высокомоментных безредукторных приводов подъемных машин, связанные с увеличением скорости движения подъемных сосудов по стволу, вызывают необходимость исследований кинематики и динамики подъема, работающего в одноконцевом режиме при проходке стволов. Кроме того, передвижные подъемные установки с бобинной навивкой стальной ленты вместо канатов при значительном снижении диаметров органов навивки характеризуются малыми массами вращающихся частей и, вместе с тем, имеют большие концевые нагрузки, а при большой глубине стволов и высокое значение упругости тяговых органов

При этом следует иметь в виду, что положительные свойства гидропривода могут быть реализованы в полной мере только при условии учета явлений, происходящих в гидромеханической системе мобильного подъема, выявлении

механизма формирования силовых нагрузок с учетом динамических особенностей взаимодействующих систем.

Динамика мобильной подъемной установки с гидравлическим приводом описывается дифференциальными уравнениями механической системы и уравнениями гидравлического привода. Механическая система одноконцевого подъема представляется системой неоднородных уравнений второго порядка с переменными коэффициентами. Уравнения движения безредукторного высокомоментного гидропривода представляются системой нелинейных уравнений, обусловленных наличием обратных клапанов в линии подпитки и сливной гидролинии. Полученная система дифференциальных уравнений описывает движение гидромеханической системы, устанавливает связь между механическими, гидравлическими и электрическими параметрами передвижной проходческой подъемной установки с безредукторным гидравлическим приводом и позволяет выявить динамические свойства системы. Т.е. одним из способов совершенствования передвижных проходческих подъемных установок является применение безредукторного гидравлического привода, обладающего высокими компенсационно-демпфирующими свойствами, малыми габаритами и малой массой вращающихся частей привода.

Таким образом, создание современных малогабаритных мобильных подъемных машин целесообразно на основе компактного безредукторного объемного высокомоментного гидравлического привода, который решает задачу повышения производительности подъема за счет увеличения скорости подъемного сосуда в сравнении с подъемными установками, имеющими асинхронный электропривод.

УДК 622.673.1

В.И. Василькевич, научный сотрудник*(ПАО «НИИГМ им. М.М. Федорова», Киевский филиал)*

УВЕЛИЧЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК ПУТЕМ РЕКОНСТРУИРОВАНИЯ ЖЕСТКОЙ АРМИРОВКИ ШАХТ

С постоянным ростом мировых цен на энергоносители, особенно импортируемых нефти и газа, для энергетической отрасли Украины очевидной является задача увеличения объемов добычи угля. В условиях, когда строительство новых шахт продвигается незначительными темпами, рациональным является решение увеличения производительности ныне действующих угольных предприятий.

Так для шахты «Добропольская» ООО «ДТЭК Добропольеуголь» рассматривается проект по увеличению производительности путем применения скипов большей грузоподъемности при одновременном увеличении скорости их движения по стволу. Решением поставленной задачи совместными усилиями занялись ПАО «Донгипрошахт» и ПАО «НИИГМ им. М.М. Федорова». Был сделан детальный анализ параметров существующей схемы армировки ствола и режима работы подъемной установки. По его результатам и проведенным расчетам на динамические нагрузки был сделан вывод, что жесткая армировка не сможет обеспечить надежную работу подъема при ее существующем конструктивном исполнении (рис. 1) на увеличенной скорости. В дальнейшем ПАО «Донгипрошахт» было предложено решение по усилению центрального расстрела. Сотрудниками ПАО «НИИГМ им. М.М. Федорова» были рассмотрены следующие варианты конструкции армировки:

- вариант №1: схема яруса армировки с основными размерами представлена на рис. 4. Ярус армировки выполнен с применением в качестве расстрелов I, II, III – двутавр №18 ГОСТ 8239-72 (существующий вариант);

- вариант №2: схема яруса армировки с основными размерами представлена на рис. 4. Ярус армировки выполнен с применением в качестве расстрелов I, III – двутавр №18 ГОСТ 8239-72, расстрел II- двутавр №20 ГОСТ 8239-72;

- вариант №3: схема яруса армировки с основными размерами представлена на рис. 4. Ярус армировки выполнен с применением в качестве расстрелов I, II, III – двутавр №20 ГОСТ 8239-72;

- вариант №4: схема яруса с усилением центрального расстрела II предложена ПАО «Донгипрошахт». Схема яруса армировки с основными размерами представлена на рис. 5. Ярус армировки выполнен с применением в качестве расстрелов двутавров №18 ГОСТ 8239-72.

Для каждого из предложенных вариантов были произведены соответствующие расчеты с учетом следующих шагов армировки: 3,126 м и 4,168 м, а в качестве проводников был взят установленный в стволе рельсовый прокат Р38. Расчеты выполнялись для различных сочетаний износов расстрелов δ_p и проводников $\delta_{пр}$, которые принимались равными $\delta_p = 0; 1,0; 2,0; 2,5$ мм по контуру поперечного сечения расстрела и $\delta_{пр} = 0, 4, 8$ мм – в местах контакта проводника с башмаками скольжения. В качестве критерия сравнительной оценки работоспособности системы рассматривались несколько возможных допустимых скоростей движения скипов ($V=7,38; 8,92$ и $9,77$ м/с).

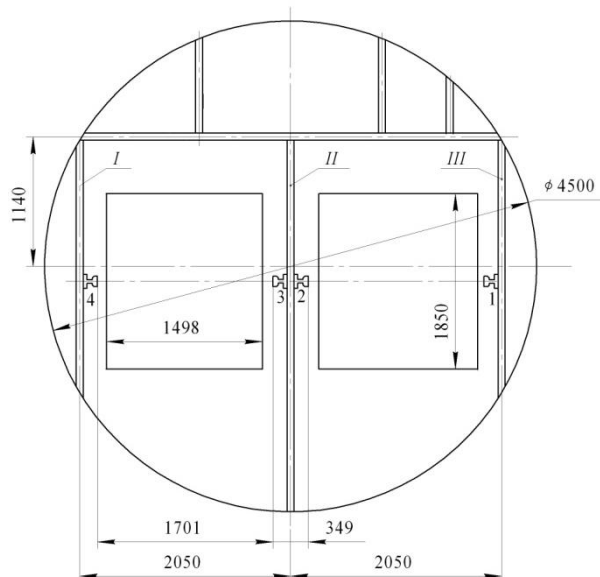


Рисунок 1 — Существующая схема яруса армировки ствола №1 ПСП «Шахта «Добропольская» ООО «ДТЭК Добропольеуголь»

Как показали расчеты ни один из вариантов не мог обеспечить максимальную скорость движения скипов с имеющейся их грузоподъемностью при максимальном износе проводников и расстрелов, за исключением варианта №4 с усилением центрального расстрела и сменой шага армировки с 3,126м на шаг 4,168м.

Учитывая тот факт, что смена шага армировки является нежелательной из-за горно-геологический условий шахты, был рассмотрен вариант перехода работы подъемной установки с рельсовых проводников на коробчатые. Были проведены расчеты армировки с коробчатыми проводниками, различным шагом и без усиления центрального расстрела. Полученные результаты показали, что коробчатый профиль проводников сможет обеспечить необходимую скорость подъема при максимальной загрузке скипов. Но применение этого варианта не нашло практического применения из-за невозможности установки на сосудах нижних упругих роликовых направляющих.

Единственным подходящим решением стало увеличение шага армировки вдвое (6,25м) и применением скоб-стяжек на спаренных проводниках, что придаст большую податливость всей жесткой армировки и, как следствие, даст возможность увеличить скорость подъема.

Не смотря на этот конкретный случай, переход на коробчатые проводники будет желательным в тех случаях, когда необходимо повысить производительность подъема за счет скорости либо грузоподъемности сосудов, либо скорости и грузоподъемности одновременно. В основном, это касается жестких армировок стволов с двухсторонним расположением проводников и стволов не подверженных влиянию горного давления.

Перечень ссылок

1. Методика расчета жестких армировок вертикальных стволов шахт. НИИГМ им. М.М. Федорова.- Донецк, 1994.

УДК 622.673

Дубинин М.В., младший научный сотрудник

(ПАО «НИИ горной механики им. М.М. Федорова», Киевский филиал, Украина),

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ КОРОбЧАТЫХ ПРОВОДНИКОВ СВАРНОЙ КОНСТРУКЦИИ В АРМИРОВКЕ ШАХТНЫХ СТВОЛОВ

С ростом срока эксплуатации стволов проблема обеспечения безопасности движения подъемных сосудов в жесткой армировке приобретает особую актуальность. Большое количество вертикальных стволов угольных шахт Украины оборудованы жесткой армировкой с проводниками коробчатого сечения. В статьях [1, 2] описаны особенности эксплуатации коробчатых проводников с учетом механического износа их рабочих поверхностей. Практика эксплуатации и обследования армировки стволов, проводимые автором, показали, что достаточно часто под действием динамических нагрузок возникает раскрытие сварных швов, когда проводник еще не исчерпал своей несущей способности по критерию износа до половины толщины стенки. Это говорит о том, что действующие нормативы и методики расчета долговечности проводников не учитывают особенностей напряженно-деформированного состояния коробчатого сечения, имеющего два сварных шва на ребрах или на боковых стенках коробчатого сечения. Это является одним из самых значимых дефектов, когда раскрытие сварного шва происходит не только из-за длительной эксплуатации и появления усталости металла, но и на относительно новых проводниках.

В данной работе проведен сравнительный анализ распределения напряжений трех основных конструкций коробчатых проводников (короб из уголка; короб из швеллера и цельнокатаный проводник) под действием внешних нагрузок, создаваемых подъемным сосудом.

В коробах из уголка или швеллера, сталь меняет свои механические свойства в околошовной зоне (рис.1, поз.2) в сторону их уменьшения до 30% в сравнении с основным материалом (рис.1, поз.3), а сам шов (рис.1, поз.1) имеет более высокие показатели механических свойств.

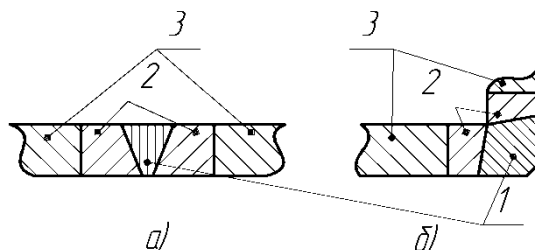


Рисунок 1 — Форма поперечного сечения сварного шва:
а) короб из швеллера; б) короб из уголка

Результаты, полученные в ходе расчетов по данным трем конструкциям проводников, указывают на то, что максимальные значения напряжений (концентраторы) располагаются по углам прямоугольного сечения коробчатого проводника (рис.2).

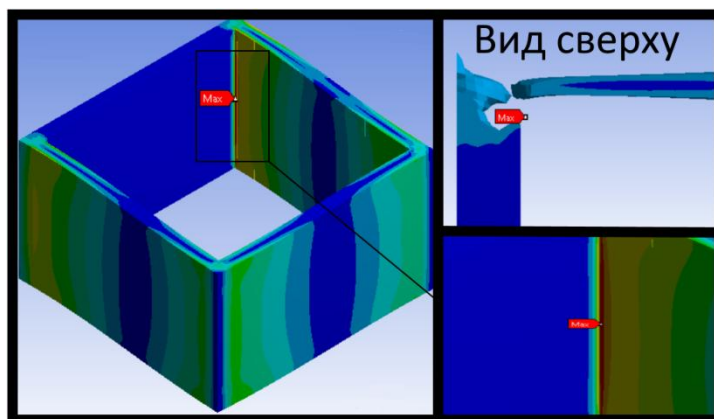


Рисунок 2 — Схема распределения напряжений в коробчатом проводнике, выполненном из уголка

Вид сверху на рис.2 показывает, что основная концентрация напряжений располагается как раз на границе двух металлов (металл сварного шва и металл уголка). Если учесть, что сварной шов выполнен без внутренних дефектов, то данное наложение концентраторов напряжений на сварной шов проводника выполненного из уголка способствует частому раскрытию шва на проводниках со значениями механического износа не достигшего предельного значения 50%.

Сварной шов у проводника, выполненного из швеллера, располагается в зоне наименьших напряжений и менее подвержен разрушающему воздействию напряжений.

Цельнокатанный проводник в данном сравнении выигрывает, за счет отсутствия сварных швов как таковых.

Перечень ссылок

1. Ильин С.Р. Спектральный и деформационный анализ систем «сосуд - армировка» вертикальных стволов / Ильин С.Р., Дубинин М.В. // Геотехническая механика: Меж-ведомственный сборник научных трудов, Вып. 122. – Днепропетровск, 2015. - С.157 – 186.

2. Дубинин М.В. Зависимость качества зацепления направляющих устройств подъемных сосудов от вида поперечного сечения и типоразмера коробчатых проводников жесткой армировки шахтных стволов // Міжнародна науково-технічна Інтернет-конференція «Інноваційний розвиток гірничодобувної галузі» – Кривий Ріг, 2016. - С.221 – 222.

УДК 622.6

Хижняк А.С., студент гр. 184с-16-2 ММФ

Научный руководитель: Комиссаров Ю.А., старший преподаватель кафедры горной механики

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)

СПОСОБ ВЗВЕШИВАНИЯ ПОЛЕЗНОГО ГРУЗА В ПОДЪЕМНОМ СОСУДЕ

При ведении горных работ добытая горная масса транспортируется на земную поверхность в подъемных сосудах. Для рационального использования подъемного комплекса, снижения количества циклов подъема-спуска, исключения возникновения аварийных ситуаций связанных с перегрузкой подъемного сосуда возникает необходимость точного и оперативного контроля веса полезного груза загруженного в кузов сосуда.

В настоящее время известно много способов взвешивания полезного груза в подъемном сосуде и устройств для его осуществления [1, 2, 3]. Общим недостатком известных конструкций является сложность, наличие большого количества деталей и элементов, которые необходимо внедрять в электромеханическую схему подъемной установки или заменять ими заводские узлы. Это снижает общую надежность системы и увеличивает погрешность измерения.

С практической точки зрения наиболее информативным и ценным является значение веса груза в сосуде в момент окончания загрузки перед пуском подъемной машины, т.к. в процессе подъема этот параметр не изменяется или изменение не значительно.

Для определения веса полезного груза в неподвижном состоянии подъемной машины предлагается способ, заключающийся в определении усилий действующих в тормозных балках (при угловом перемещении колодок) или штангах удерживающих эти балки (при поступательном перемещении колодок) при заторможенном рабочим тормозом канатоведущем органе (рис. 1).

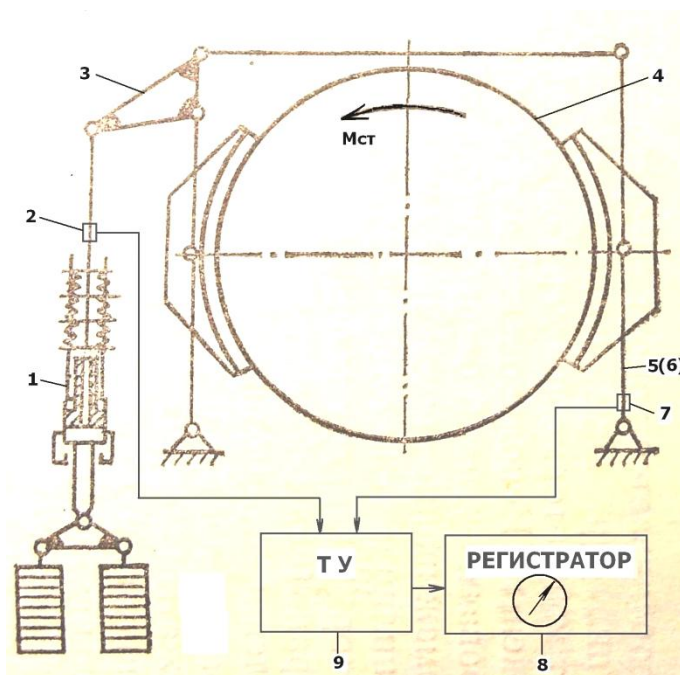


Рисунок 1 – Способ взвешивания полезного груза в подъемном сосуде

При затормаживании канатоведущего органа 4 тормозные балки 5 или удерживающие их штанги 6 испытывают растяжение-сжатие от действия статического момента $M_{ст}$ на канатоведущий орган и изгиб от действия привода тормоза 1, которое передается через угловой рычаг 3. Используя показания накладных тензометрических датчиков 7, которые устанавливаются на тормозные балки 5 или удерживающие их штанги 6 и подключаются через тензометрический усилитель 9 к регистратору 8 можно с высокой точностью определять вес фактически загруженного полезного груза. Конечное выводимое значение программно корректируется регистратором 8 с учетом усилия, развиваемого тормозным приводом 1 которое контролируется соответствующим тензометрическим датчиком 2.

Простота конструкции и возможность монтажа без вмешательства в схему существующей подъемной установки позволит использовать данный способ в проектируемых и эксплуатирующихся подъемных комплексах.

Перечень ссылок

1. Пат. 10672 Україна, G01G19/14, B66C13/16. Спосіб визначення ваги вантажу / О.Б. Бендарик (Україна); u200505299; опубл. 15.11.05. – Бюл. №11.
2. Пат. 2125014 Россия, B66B5/12. Способ взвешивания полезного груза в подъемном сосуде во время движения и устройство для его осуществления / Н.Г. Огнев, Е.В. Чугодашев, Е.А. Дмитриев (Россия); 9610224/28; опубл. 20.01.99.
3. Пат. 2124468 Россия, B66B5/00. Способ взвешивания полезного груза в подъемном сосуде и устройство для его осуществления / Н.Г. Огнев, Е.А. Дмитриев, Л.Г. Рубцов (Россия); 96107354/03; опубл. 10.01.99.

УДК 622.233

Шевченко А.С. студент гр. 184с-16-1 ММФ

Науковий керівник: Холоменюк М.В., к.т.н., доцент кафедри гірничої механіки
(Державний ВНЗ “Національний гірничий університет”, м. Дніпро, Україна)

ПЕРЕБІГ ПЕРЕХІДНОГО ПРОЦЕСУ В ГОЛОВНІЙ ВОДОВІДЛИВНІЙ УСТАНОВЦІ ШАХТИ ІМ. ГЕРОЇВ КОСМОСУ ПІСЛЯ РАПТОВОГО ВИМКНЕННЯ ПРИВІДНОГО ДВИГУНА

Після раптового вимкнення привідного двигуна насоса відбувається різке гальмування потоку в нагнітальному трубопроводі, що викликає появу там гідравлічного удару. Головна водовідливна установка шахти ім. Героїв Космосу є достатньо простою гідравлічною системою, що складається з одного насосного агрегату, який працює на нерозгалужений трубопровід. Для таких систем аналіз перебігу гідравлічного удару можна виконувати графічним методом, який забезпечує в подібних випадках високу точність розрахунків. Зробимо такий аналіз, визначивши попередньо параметри роботи установки в усталеному режимі.

Практичне використання графічного методу розрахунку гідравлічного удару зводиться до побудови в одній координатній системі звичайних характеристик $Q - H$ насоса та трубопроводу, а також хвильових характеристик трубопроводу. Названі характеристики наведені на рис. 2. Робоча точка агрегату в усталеному режимі – точка B . Параметри цього режиму – подача $Q_B = 335 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H_B = 495 \text{ м}$.

Параметри неусталеного потоку в конкретних перерізах трубопроводу відповідають координатам точок перетину хвильових характеристик з граничною залежністю $Q - H$ для перерізу, що розглядається.

На рис. 1 наведена еквівалентна схема головної водовідливної установки шахти.

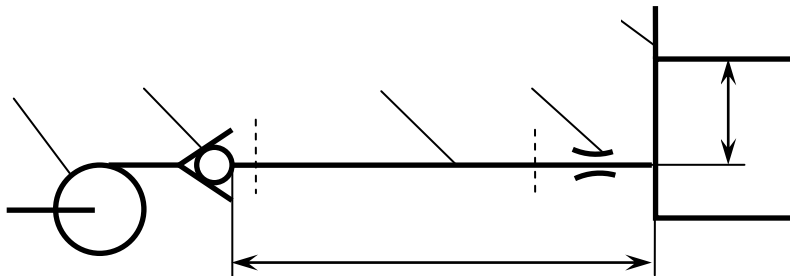


Рисунок 1 – Еквівалентна схема головної водовідливної установки шахти

Вважаємо, що установка складається з насоса 1, зворотного клапана 2, горизонтального трубопроводу 3, довжина якого L_n дорівнює загальній довжині напірного трубопроводу і в якому відсутні втрати напору. Гідравлічний опір зовнішньої мережі будемо імітувати еквівалентним йому гідравлічним опором 4, що зосереджений у вихідному перерізі трубопроводу 3. В напірному резервуарі 5 вільна поверхня води знаходиться вище рівня трубопроводу 3 на висоті H_r , яка відповідає геометричній висоті підйому води в установці. На вільній поверхні тиск атмосферний. На рівні трубопроводу 3 напір дорівнює H_r . Значення його не змінюється в усіх режимах роботи установки.

При раптовому відключенні привідного двигуна насоса у вхідному перерізі напірного трубопроводу 1-1 відбувається різке гальмування води та падіння напору, яке у вигляді хвилі переміщується вздовж трубопроводу до перерізу 2-2. Швидкість поширення ударного падіння напору становить 1298 м/с .

При підході хвилі в перерізі 2-2 виникає нестабільний стан, який породжує хвилю вирівнювання тиску, що переміщується в зворотному напрямку. У даній установці в момент підходу цієї хвилі до перерізу 1-1 зворотний клапан залишається ще відкритим через роботу насоса в режимі вільного вибігу, тобто в установці має місце непрямий гідравлічний удар і граничною залежністю $Q - H$ для перерізу 1-1 наприкінці першої фази гідравлічного удару є напірна характеристика насоса, що відповідає частоті обертання вала для моменту часу T після відключення приводного двигуна.

Тривалість фази гідравлічного удару в даній установці $T = 108$ с, стала часу $T_a = 2,42$ с, частота обертання вала для моменту часу T становить $n_1 = 1023$ об/хв. при номінальній частоті обертання 1480 об/хв.

Рівняння хвильових характеристик трубопроводу:

– для вхідного перерізу 1-1 $H_k - H_n = 2809(Q_k - Q_n)$;

– для вихідного перерізу 2-2 $H_k - H_n = -2809(Q_k - Q_n)$,

де H_k і H_n – кінцевий і початковий напори в перерізі; Q_k і Q_n – кінцева та початкова витрата в перерізі.

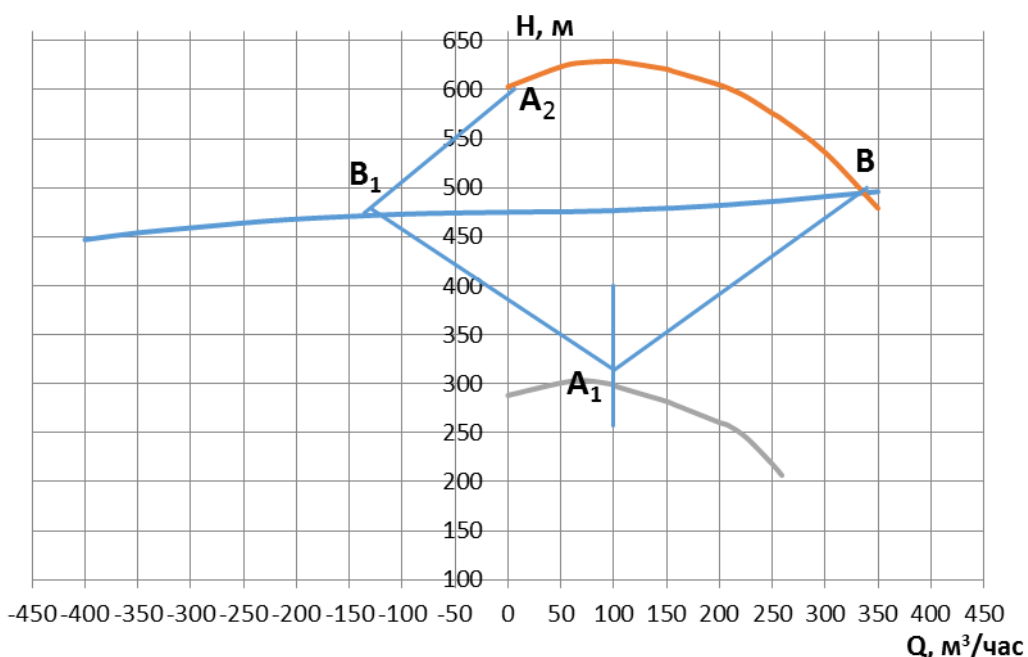


Рисунок 2 – Графічний аналіз перебігу гідравлічного удару в установці

Графічний аналіз перебігу гідравлічного удару в установці наведено на рис. 2. В результаті побудови графіків встановлено, що максимальний напір у трубопроводі виникатиме наприкінці другої фази гідравлічного удару. Ударне підвищення напору в установці становить 90 м, тобто напір зростає на 18,2 % у порівнянні з робочим напором.

УДК 629

Соловйов А.В. студент гр. САітт-13-2 ФІТ**Науковий керівник: Ус С.А., к.ф.-м.н., професор кафедри системного аналізу**
(Державний ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро, Україна)**РАЦІОНАЛЬНИЙ ВИБІР ВИБУХОВИХ РЕЧОВИН В УМОВАХ БАГАТЬОХ КРИТЕРІЇВ**

Ефективність роботи на шахтах може бути підвищена за рахунок розв'язування цілого ряду задач, що включають як поліпшення організації праці, так і удосконалення параметрів буровибухових робіт. Одним із шляхів поліпшення якості буровибухових робіт, тобто інтенсифікації процесів проходки гірничих виробок і ведення очисних робіт в цілому, з використання енергії вибуху за рахунок більш повного урахування особливостей структури порід, що руйнуються, у нових способах вибухового руйнування.

Проблема руйнування гірських порід енергією вибуху знаходиться на стику різних наук: геомеханіки, фізики вибуху, механіки суцільних середовищ. В даний час вона привертає увагу дослідників своєю фундаментальністю й практичною важливістю. Число публікацій, що присвячені руйнуванню гірських порід вибухом, вельми і весь час зростає. У результаті досліджень механізму вибухового руйнування твердих середовищ одержано багато нової інформації і досягнуті певні успіхи в розробці нових і в удосконаленні існуючих методів управління дробленням гірських порід.

Розглянемо таку задачу. Для підвищення ефективності роботи шахти потрібно вибрати вибухову речовину, яка максимально підходить для всіх видів породи, які є на шахті, і забезпечує отримання максимальної нової поверхні після вибуху, при мінімальних витратах. На вибір є чотири види вибухової речовини, характеристики яких подано у таблиці 1.

Таблиця 1

Види вибухових речовин та їх характеристики

Назва ВР	Теплота вибуху ккал/кг, (кДж/кг)	Об'єм газів вибуху, л/кг	Температура вибуху, °С	Ціна, тис.грн/т
ТЄН	5756 (2100)	790	4500	57000
Анемікс 80	3 231 (770)	1 009	2 060	38000
Аммонал	5200 (1200)	830	3100	45740
Граммоніт 79/21	4300 (1025)	850	2960	42000

Для розв'язуванні цієї задачі можна використовувати метод аналізу ієрархій. Було побудовано два види ієрархій, за допомогою яких оцінюють вигоди та витрати при виборі певного виду вибухової речовини. Ієрархію вигід показано на рис. 1.

У результаті розв'язування задачі за кожною з ієрархій було отримано пріоритети для ВР і зроблено згортку, яка дозволяє врахувати обидва результати (табл. 2).

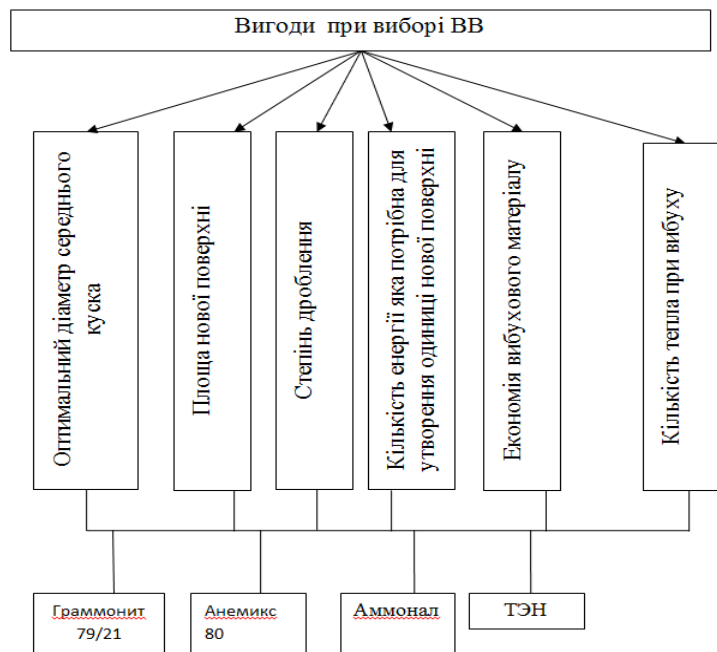


Рисунок 1 – Ієрархія вигід та витрат

Спираючись на критерій «вартість – ефективність», визначимо напрямок діяльності з найбільшим відношенням вигід до витрат ($2,01 > 1,466 > 1,139 > 0,756$), отже результатом розв’язування задачі отримано, що раціональним буде вибір Граммоніту 79/21.

Таблиця 2

Результат розв’язування задачі

	ТЭН	Граммоніт 79/21	Ане мікс 80	Амм онал
Вигоди	0,386	0,423	0,15 6	0,356
Витрати	0,339	0,211	0,20 7	0,243
Вигоди/в итрати	1,139	2,010	0,75 6	1,466

Висновки. Застосування методу аналізу ієрархій дозволяє враховувати як кількісні так і якісні критерії, і спирається на думки експертів. Використання двох ієрархій дозволило врахувати як потенційні вигоди, так і витрати для кожного з рішень. Для вихідної задачі раціональним за даними критеріями буде вибір Граммоніту 79/21.

Перелік посилань

1. З.И. Ефремов, В.Д. Петренко, Н.П. Рева, ЯЛ, Краткий. Механика взрывного разрушения пород различной структуры. - Киев: Наук.думка, 1984. -192 с.
2. Моделі й методи прийняття рішень: навч. посіб. / С.А. Ус, Л.С. Коряшкіна; М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – Д. : НГУ, 2014. – 300 с.
3. Принятие решений: Метод анализа иерархий/ Переклад Р.Г. Вачнадзе; Москва «Радио и связь»,1993. – 278 с.

УДК 622.647.2

**Бобришов А.А., старший преподаватель кафедры горной механики,
Олейник Е.С., студентка гр. 184с-16-1**
(Государственный ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ШАХТНЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Надежность работы ленточных конвейеров главным образом определяется продлением срока службы наиболее изнашивающихся частей, к которым относятся конвейерная лента и поддерживающие ролики. Надежность работы конвейерных линий определяется рациональными устройствами перегрузочных пунктов. Правильно подобранная конструкция загрузочных устройств способствует увеличению долговечности ленты. Для рационального выбора и применения конструкций загрузочных устройств выполнен анализ, классификация и разработана методика рационального применения загрузочных устройств для различных сыпучих материалов.

Выбор конструкции загрузочных устройств зависит от многих факторов, основным из которых является физико-механические свойства транспортируемого материала, в частности его гранулометрический состав, абразивность, хрупкость, липкость и т.д.

Для уменьшения высоты падения груза, а также для придания грузу скорости, по величине и направлению близкой к скорости ленты, принимают загрузочные устройства установленные под углом 30-75° к ленте. Наиболее рациональным поперечным сечением перегрузочного устройства является трапецевидное или полукруглое, а конфигурация по длине: прямоугольный участок в верхней части и криволинейный участок в нижней, очерченный по дуге, близкой к касательной к поверхности ленты.

Для загрузки рядового материала применяют загрузочные устройства с колосниковым днищем, обеспечивающим разделение материала на фракции и подсыпку мелочи на ленту, которая служит амортизирующим слоем для поступающего на него более крупных кусков материала. При достаточно толстом слое подсыпки динамические нагрузки, от падающих на ленту кусков, значительно снижаются.

При погрузке крупнокусового груза, для уменьшения ударных нагрузок в местах подачи, под лентой устанавливают различные амортизирующие устройства, конструкции которых выбираются в зависимости от физико-механических свойств транспортируемого груза и величины кинетической энергии падения груза на ленту.

Наиболее эффективным в работе показали себя роликоопоры футерованные резиной, толщиной 30-50 мм. Эффективность снижения ударных нагрузок зависит от правильного выбора характеристик футеровочной резины. При значительной высоте падения груза, целесообразно использовать футеровку с малой вязкостью, а при небольшой высоте погрузки – футеровку с небольшой упругостью по сравнению с вязкостью и упругостью конвейерной ленты.

Для загрузки материалов с изменяющейся влажностью рационально применять загрузочные устройства, устанавливающиеся на упругих амортизирующих опорах. При поступлении груза, такое устройство начинает вибрировать от воздействия материала, что способствует уменьшению сопротивления движению и улучшению прохождения груза по устройству, стабилизирует скорость загрузки, а также снижает износ днища устройства.

Эффективность использования загрузочных устройств для ленточных конвейеров, соблюдение предъявляемых к ним требований, включая сохранение

сортности транспортируемого груза и уменьшение его измельчения, в значительной степени зависит от правильного выбора рациональных конструктивных параметров устройств, что в итоге повышает эффективность применения шахтных ленточных конвейеров.