

# **Секція 4**

## **ГІРНИЧА МЕХАНІКА**

**Басов С.А., студент гр. ГМЕ-13-1м**

**Научный руководитель: Ильин С.Р., к.т.н., доцент**

*(Государственный ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)*

**ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ СИСТЕМИ  
«КАНАТ - ШКІВ» ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ЗНОСУ ФУТЕРІВКИ  
БАГАТОКАНАТНОГО ШКІВА НА ВЗАЄМОДІЮ ПІДЙОМНИХ ПОСУДИН З  
ПРОВІДНИКАМИ АРМУВАННЯ СТВОЛА**

У підйомних установках для великих глибин в якості канатоведучих органів використовуються багатоканатні шківні тертя.

Тягове зусилля в таких шківах здійснюється за рахунок сил тертя ковзання між футеровкою, яка закріплена в жолобі металевого шківа, і канатом. Надійність і довговічність роботи такої футеровки визначаються її здатністю витримувати значний радіальний тиск і тангенціальні зсувні напруження з боку канату при підйомі навантаженого і спуску порожнього судин.

Характерним фізичним явищем у роботі багатоканатного підйому є постійно присутній розбаланс натягів головних канатів. За проектом всі канати повинні бути однаково натягнуті. Цим забезпечується те, що лінія дії рівнодійної сили їх натягів буде знаходитися на одній вертикалі з силою ваги підйомної посудини і центрувати напрямні башмаки в колії провідників армування.

При збільшенні висоти підйому зростають питомий тиск канатів на футеровку ведучого шківа, ускладнюється експлуатація підйомних канатів через кручення, поздовжньо-поперечних коливань. При великих глибинах питомий тиск канатів на футеровку ведучого шківа може перевищувати допустимий, і працездатність футеровки різко знижується. Крім того, тиск на футеровку, що перевищує дозволений, може призвести до зменшення довговічності підйомних канатів.

У даному дослідженні застосована нестандартна модель системи «канат-шків». У цій моделі тангенціальна піддатливість футеровки моделюється пружними спицями. Шків виражений окремими вісьмома спицями, що утворюють з барабаном єдине ціле. Через спиці перекинута канат з яким 5 з них знаходяться в контакті.

Як об'єкт дослідження була обрана підйомна установка з наступними параметрами:

$Q_{нав1} = 10$  кН;  $Q_{нав2} = 100$  кН;  $Q_{пор1} = 5$  кН;  $Q_{пор2} = 50$  кН;  $D_{бар} = 2$  м; Висота спиці = 1 м;  $D_{шк} = 4$  м; кут охоплення шківа 180 градусів; матеріал спиці – сталь, модуль пружності – 200 000 МПа.

Для дослідження цієї задачі одним із найефективніших є моделювання методом кінцевих елементів і використання САПР SolidWorks-SolidSimulation.

Для дослідження розподілу напружень у канаті по дузі охоплення шківа в статистиці закріпимо нерухомо шків від повороту і переміщення. До кінців канату докладемо розтягуючі зусилля навантаженого і порожнього судин. Задамо умову повного зчеплення матеріалу канату з матеріалом спиць по поверхні контакту в жолобі без взаємного проникнення і ковзання. У такій постановці ми отримаємо картини розподілу (поля) напружень і переміщень по довжині каната на його довжині і по дузі охоплення, і поле напруг всередині жолоба в матеріалі спиць по створюючій лінії контакту каната зі спицями.

Здійснюючи це дослідження і змінюючи величину навантаження, були побудовані декілька графіків залежності напружень від координати по дузі охоплення. На них видно в яких місцях на канаті виникають найбільші сплески напруг.

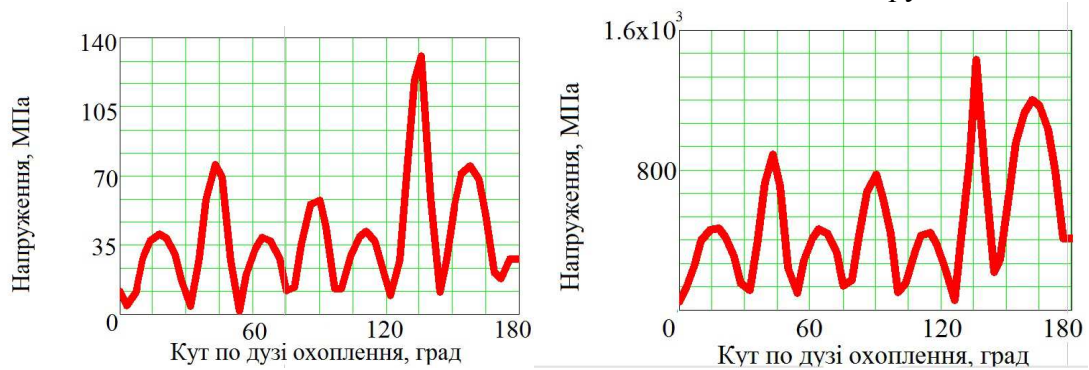


Рис. 1. Загальний розподіл напружень у канаті по дузі охоплення при навантаженнях  $Q_{\text{нав}1} = 10 \text{ кН}$ ;  $Q_{\text{пор}1} = 5 \text{ кН}$ ;  $Q_{\text{нав}2} = 100 \text{ кН}$ ;  $Q_{\text{пор}2} = 50 \text{ кН}$ .

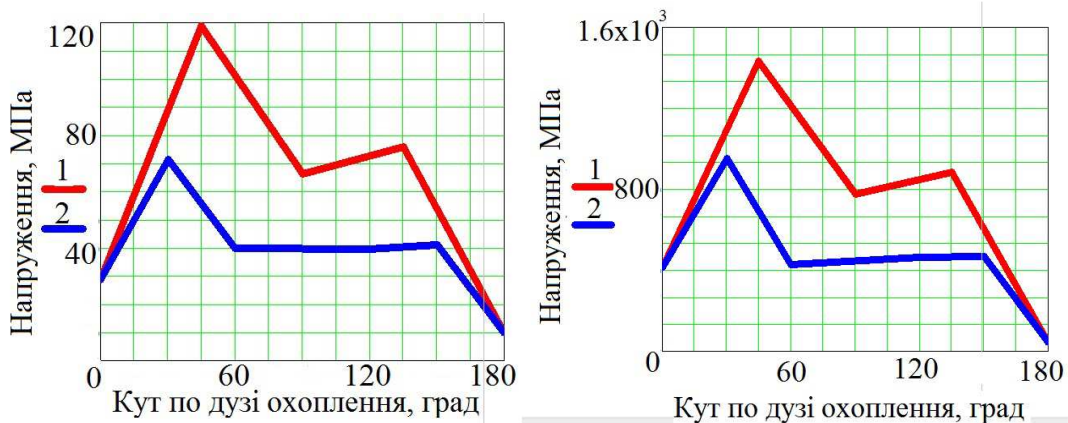


Рис. 2. Детальний розподіл напружень в канаті по дузі охоплення при навантаженнях  $Q_{\text{нав}1} = 10 \text{ кН}$ ;  $Q_{\text{пор}1} = 5 \text{ кН}$ ;  $Q_{\text{нав}2} = 100 \text{ кН}$ ;  $Q_{\text{пор}2} = 50 \text{ кН}$ . 1 – при набіганні каната на спиці, 2 – в прольотах між спицями.

З малюнків 1 і 2 видно як змінюється напруження на канаті. Великі сплески напружень виникають в місцях контакту каната зі спицями. Малі сплески відповідно виникають в прольотах між спицями.

Під час руху підйомної посудини по стволу через неминучу різницю радіусів канатоведучих канавок на шківі тертя відбувається розбаланс натягів, який постійно змінюється і залежить від відстані, пройденого посудиною від початку циклу підйому / спуску.

Під час підйому навантаженої посудини через відхилення радіусів жолобів шківа розбаланс натягів буде безупинно збільшуватися до гранично допустимої величини. Отже, в міру підйому на посудину діятиме все більший перекидний момент з боку головних канатів, що притискує діагонально верхні і нижні башмаки до провідників, долаючи опір роликів амортизаторів.

Так як на практиці знос футеровки жолобів шківа відбувається некеровано, то забезпечення центрованого руху посудини в провідниках під час експлуатації може бути досягнуто або шляхом посилення вимог до допустимому розбалансу натягів канатів з урахуванням величини некомпенсованого перекидного моменту, що діє на посудину, або використанням роликів направляючих на нижньому поясі посудини, параметри статичної жорсткості яких визначені з урахуванням викладених результатів, а їх установка гарантує підтискання катків до робочих поверхонь провідників.

**Бобришов А.А., ассистент, Шмаков И.С., студент гр. ГРммС-12-3**

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

### **СПОСОБ БЛОЧНОГО МОНТАЖА ПОДШКИВНОЙ ПЛОЩАДКИ БАШЕННОГО КОПРА**

Существующий способ монтажа подшкивной площадки в башенном копре состоит из следующих этапов. На нужной отметке в башенном копре выполняют отверстия (лунки) для опорных балок. Затем поднимают по одной балке и монтируют их в подготовленные отверстия на стене копра и крепят между собой. Затем поднимаются шкивы и устанавливаются на смонтированную площадку.

В разработанном способе подшкивная площадка башенного копра собирается на поверхности рядом с копром и там же на нее монтируются шкивы. Концы балок, заделываемые в отверстия стены башенного копра выполняются раздвижными, таким образом, что в сложенном состоянии площадка свободно может размещаться в копре с зазором к его стенам. После сборки подшкивной площадки ее перемещают в пространство копра на нулевую отметку и далее поднимают до нужной отметки. Затем выдвигаются раздвижные концы балок в подготовленные отверстия в стенах копра и производится их крепление.

Описанный способ можно применить для подшкивных площадок направляющих шкивов при использовании подъемных машин барабанного типа или для канатоведущих и отклоняющих шкивов многоканатных подъемных машин.

Такое решение позволяет сократить время монтажа подшкивной площадки, обеспечивает удобство монтажа и уменьшает стоимость данных работ.

**Бондаренко В.С., студент гр. ГРммС-12-3, Холоменюк М.В., к.т.н., доцент**  
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

### **ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО СУТОЧНОГО ГРАФИКА РАБОТЫ ГЛАВНОГО ВОДООТЛИВА ШАХТЫ «ДНЕПРОВСКАЯ» «ДТЭК ПРАВЛОГРАДУГОЛЬ»**

Главная водоотливная установка шахты расположена в околоствольном дворе гор. 265 м и служит для откачки воды со всей шахты. Установка проектировалась на нормальный водоприток 750 м<sup>3</sup>/час, максимальный – 900 м<sup>3</sup>/час. Она оборудована семью насосами типа ЦНС 300-360. Водосборник состоит из четырех индивидуальных ветвей, объемом 750 м<sup>3</sup> каждая. Вода откачивается по трем водоотливным трубопроводам Ду250 мм, проложенным по вспомогательному стволу. В настоящее время естественный приток воды составляет 210 м<sup>3</sup>/час в связи с чем на шахте образовался значительный резерв мощностей по откачке воды при большом рабочем объеме водосборников – это позволяет сместить откачку шахтного притока на время суток с минимальной стоимостью электроэнергии.

Выполненные расчеты показали, что в условиях шахты «Днепровская» насосы главного водоотлива работают с достаточной подачей, устойчиво, в пределах своей рабочей зоны и без кавитации при одновременном включении трех насосов на общий нагнетательный трубопровод.

Предлагается следующий график работы водоотливного комплекса:

*При максимальном притоке*

Насосы работают с 23.00 до 2.10; с 5.45 до 7.00 и с 16.00 до 17.50 .

*При нормальном притоке*

Насосы работают с 23.00 до 2.00; с 5.50 до 7.00 и с 17.45 до 19.00.

Таким образом суточный приток откачивается в основном в часы минимальной нагрузки питающей энергосистемы и только в течении 1ч 15 мин при нормальном притоке и 1 ч 50 мин при максимальном вода откачивается во время полупиковой нагрузки энергосистемы.

Предлагаемый суточный график работы водоотливного комплекса обусловит снижение платы за электроэнергию и приведет к снижению себестоимости одного кубического метра откачиваемой воды на 16,5%. УДК 628.213

**Вініченко А. В., ст. гр. ГРммС-12-3, Трофимова О.П., асистент**

*(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпропетровськ, Україна)*

## **КРИТЕРІЇ РОЗРАХУНКУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЖОРТКІСТНИХ ПАРАМЕТРІВ НАПРАВЛЯЮЧИХ ВУЗЛІВ КЛІТІ АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОЇ ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ**

У Державному ВНЗ „Національний гірничий університет” розроблена пересувна підйомна установка АСППУ - 6,3, призначена для спуску-підйому людей, матеріалів і устаткування при аварійно-рятувальних роботах в глибоких шахтах. Ця установка комплектується спеціальною універсальною кліттю на 8-10 чоловік, а також додатковими напрямними шківками з навісним обладнанням для їх закріплення над аварійним стволом. Зазначена кліть використовується як підйомна посудина для евакуації людей із застряглою в армуванні ствола або завислої в ньому при відмові підйомної машини посудини, а також для доступу до посудини для з'ясування причини аварії та визначення заходів для її подальшої ліквідації.

Для забезпечення універсальності та безпеки використання кліті при аварійних ситуаціях в шахтних стволах необхідно проаналізувати фактори, які можуть мати значний вплив на безперешкодне пересування кліті в напрямних стовбура шахти при веденні рятувальних робіт.

Для визначення раціональних параметрів пружної підвіски, граничних значень допустимих зміщень кожної з лап ковзання необхідно вирішити завдання чисельного моделювання динамічної взаємодії аварійно-рятувальної кліті шахтної підйомної установки з провідниками жорсткого армування в широкій вибірці даних з фактично існуючими екстремальними параметрами просторового викривлення профілю провідників, отриманих шляхом прямих інструментальних маркшейдерських вимірювань в діючих стволах з представницькими умовами.

Як показує досвід експлуатації шахтного підйому, значні зміни форми викривленості "поверхні руху" в просторі можуть привести до заклинювання кліті, що неприпустимо при веденні аварійно-рятувальних робіт. Тому потрібно підібрати конструкцію напрямних вузлів аварійно-рятувальної кліті, яка дозволить уникнути цього. Кліть рухається з постійною вертикальною швидкістю по провідниках ствола, які мають значні просторові викривлення. Ширина колії провідників змінює своє значення за глибиною ствола (перевищує відстань між напрямними ковзання кліті або приймає значення менше цієї відстані). Конструкція з жорсткими напрямними ковзання не дозволяє врахувати непаралельність провідників у просторі.

В силу того, що сила тертя між напрямними ковзання і провідниками прямопропорційна жорсткості направляючих, в конструкції з жорсткими напрямними ковзання виникає велика сила тертя, що перевищує вагу кліті, яка веде до її зупинці. Таким чином, це є обґрунтуванням вибору конструкції напрямних ковзання кліті стежачого типу. Параметрами цієї конструкції, що відповідають за її пружність, є жорсткості пружних елементів напрямних вузлів кліті. Чисельне моделювання процесу руху кліті по викривленим провідникам дозволяє підібрати їх раціональні значення. Результати моделювання, що наведені в роботі [1], демонструють, що навіть наявність кінематичного зазору в 20 мм між направляючими ковзання і провідником не завжди може забезпечити безперешкодне пересування кліті на ділянках ствола, де спостерігаються значні просторові викривлення провідників. На рис. 1, 2 представлені деякі результати чисельного моделювання процесів взаємодії "підйомна посудина - жорстке армування" з одним із значень жорсткостей пружних елементів лап посудини, що змінювалися в ході рішення.

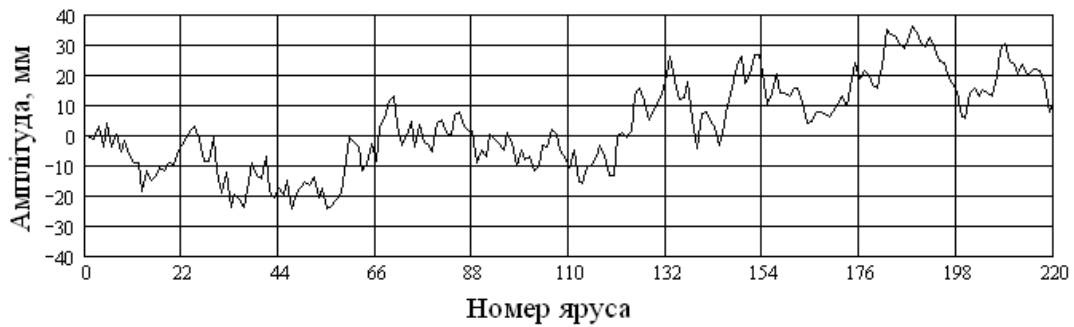


Рис.1. Амплітуди лобових зсувів 1-ої напрямної ковзання підйомної кліті

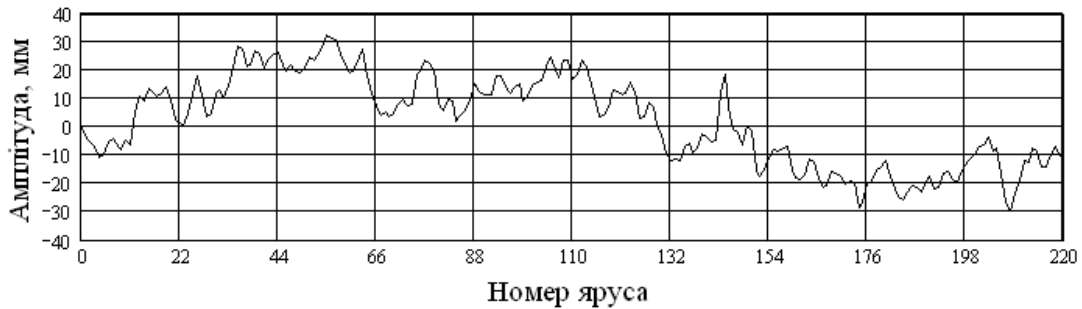


Рис. 2. Амплітуди лобових зсувів 2-ої напрямної ковзання підйомної кліті

З урахуванням кінематичного зазору жорсткісні і геометричні параметри напрямних вузлів повинні забезпечувати не менше 40 мм ходу направляючих лап посудини, щоб підвищити рівень безпечної її переміщення. Дійсно підйомна посудина з жорстким кріпленням її напрямних вузлів не завжди може безперешкодно пересуватися в армуванні ствола, що не забезпечує безпеку проведення аварійно-рятувальних робіт. Вивчення процесів взаємодії підйомної посудини з чотирма пружно закріпленими на корпусі лапами стежачого типу по двох ниткам просторово викривлених провідників становить практичний інтерес при розрахунку конструктивних та жорсткісних параметрів напрямних вузлів кліті аварійно-рятувальної підйомної установки.

### Перелік посилань

1. Самуся В.И, Торба Е.П. Математическое моделирование взаимодействия системы „подъемный сосуд-жесткая армировка. // Материалы конференции “Математичні проблеми технічної механіки – 2006”. – Днепропетровск, Днепродзержинск. – 2006. – С. 110-112.

**Василькевич В.И., науч. сотр. лаборатории ОШП**

*(ПАО «НИИГМ им. М.М. Федорова», г. Донецк, Украина)*

**Ильин С.Р., к.т.н., зав. лаб. диагностики ШПУ**

*(ИГТМ им. Н.С. Полякова НАН Украины, Днепропетровск, Украина)*

## **ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМ «СОСУД – АРМИРОВКА» ПРИ РЕКОНСТРУКЦИИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТВОЛОВ В УСЛОВИЯХ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

В настоящее время большинство вертикальных стволов угольных и рудных горных предприятий, прослужили по 40-50 лет и находятся в условиях значительных искривлений осей стволов при экономической необходимости повышения рабочих скоростей подъема до проектных значений. Это вызывает необходимость их технической реконструкции с полной или частичной заменой армировки, изменения схемы и шага ярусов, перехода с одного типа проводников на другой и пр.

При инструментальных обследованиях согласно требования ПБ и ЕПБ в коробчатых проводниках контролируется только параметр «толщина стенки», контроль внешних габаритных размеров при этом не предусмотрен и их параметры не нормируются. Норматив в действующей редакции предписывает замену проводника при износе его на половину толщины стенки. При этом ничего не сказано о том, по отношению к какой первоначальной толщине действует это ограничение.

В работе рассмотрены 2 типа проводников: сечением 180x180x12 мм и 180x180x16 мм. Показано, что в процессе износа до остаточной толщины стенки 12 мм, проводник с первоначальной толщиной стенки 16 мм будет терять так же еще и внешнюю ширину и (в модели равномерного изнутри и снаружи износа) его момент сопротивления при остаточной толщине 12 мм уже станет на 5% меньше, чем у такого же нового с толщиной 12 мм. Учитывая, что в реальности снаружи будет действовать еще механический износ, то потеря момента сопротивления из-за несимметричности потери сечения будет еще большей.

Многочисленные обследования систем «сосуд-армировка» показали, что при длительной эксплуатации стволов кинематические зазоры в парах «башмак-проводник» на стадии эксплуатации могут очень сильно отличаться от нормированных в [1, 2] значений. При этом отклонения могут быть как в сторону увеличения так и в сторону заужения. Причем на верхних и нижних поясах сосудов картины распределения зазоров по разным башмакам могут сильно отличаться.

Использование в качестве шахтных проводников квадратного проката с толщинами стенок, превышающими проектные, вносит существенные изменения в динамические деформационно-прочностные характеристики армировки и требует проведения специальной динамической оценки работоспособности систем «сосуд-армировка».

При равных остаточных толщинах проводники, имевшие при установке большую толщину и установленные раньше первоначально более тонких, в силу большего износа внешних рабочих поверхностей имеют меньшие прочностные характеристики, чем те, которые имеют меньший первоначальный размер при установке.

При проведении специализированных обследований технического состояния коробчатых проводников кроме нормированного в ЕПБ и ПБ измерения остаточной толщины стенки проводника согласно Методике института им. Федорова, необходимо проводить синхронные измерения их остаточных внешних габаритных размеров,



которые должны использоваться в виде исходных данных при динамических расчетах и оценке безопасности систем «сосуд-армировка».

При проведении динамического расчета при обследовании на стадии длительной эксплуатации подъема необходимо в исходных данных учитывать фактическую переменность плеча приложения боковой силы от предохранительного башмака к рабочей поверхности проводника, вызванную увеличением суммарного лобового кинематического зазора в процессе износа, искривлением осей проводников, уширением колеи.

### **Список литературы**

1. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений подземным способом. Изд. 2, перераб. и доп. М., «Недра», 1977.- 223 с. (Госгортехнадзор СССР).
2. НПАОП 10.0-1.01-10. Правила безпеки у вугільних шахтах/Вид. «ФОРТ», Харків, 2010, 244с.

**Гончаров П.Н., аспирант**

*(ПАО «НИИГМ им. М.М. Федорова», г. Донецк, Украина)*

## **МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ДИАГНОСТИКИ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН**

Подъемные машины занимают важное место в транспортной системе шахты. Без ритмичной и надежной работы подъемной машины не может быть обеспечена устойчивая работа горного предприятия. Исследования показали, что парк подъемных машин на шахтах Украины устарел, эксплуатация осуществляется значительно дольше установленных нормативных сроков.

Для эффективной эксплуатации шахтных подъемных машин необходима своевременная и объективная информация об их техническом состоянии. Методика обследования подъемных машин разрабатывалась более 20-ти лет назад. Этим обосновывается необходимость разработки современных методов и средств диагностики шахтных подъемных машин, соответствующих требованиям безопасности, высокой информативности и экономической эффективности их применения.

Основными узлами шахтных подъемных машин являются редуктор, муфта, коренной вал, подшипниковые опоры и др. Одними из наиболее ответственных узлов являются подшипниковые опоры коренных валов. В подшипниковых опорах подъемных машин применяются, как правило, подшипники качения индивидуального изготовления. Цикл изготовления подшипника может составлять от полугода до трех лет, поэтому выход из строя подшипниковых опор может привести к длительному простоям как подъемной установки, так и шахты.

Контроль процессов, происходящих в подшипниках качения, осуществляется диагностированием их состояния. Собранный подшипниковый узел можно контролировать только методом безразборной диагностики, т.е. в условиях, при которых получение информации крайне затруднено.

Практические задачи диагностики технического состояния подшипников качения в процессе эксплуатации решаются, как правило, одним из трех основных способов. Первый использует алгоритмы обнаружения дефектов по росту температуры подшипникового узла, второй - по появлению в смазке продуктов износа, а третий - по изменению свойств вибрации (шума). Наиболее полная и детальная диагностика подшипников с обнаружением и идентификацией дефектов на ранней стадии развития выполняется по сигналу вибрации подшипника.

Для оценки технического состояния и диагностики дефектов подшипников качения разработано много методов вибродиагностики. Все они отличаются по своим теоретическим предпосылкам, имеют разную трудоёмкость, достоверность и конкретное приборное обеспечение.

В самом общем случае оценка технического состояния и поиск дефектов подшипников качения может производиться [1, 2]: по общему уровню вибрации; по СКЗ виброскорости; по спектру вибросигнала; по соотношению пик/фон вибросигнала; по спектру огибающей сигнала.

Диагностика по общему уровню вибрации позволяет определять дефекты только на самой последней стадии развития, когда они приводят или уже привели к разрушению подшипников и, следовательно, к повышению общего уровня вибрации. В принципе это уже предаварийная диагностика дефектов.

Критерии степени развития дефекта в данном методе полностью ориентированы на соответствующие нормативные уровни вибрации, принятые для данного механизма.

Дефектным считается такой подшипник качения, вибрации которого превысили общую норму для данного агрегата. При таком повышении значения уровня вибрации обслуживающему персоналу необходимо принимать решение о возможности дальнейшей работы агрегата или о его остановке и замене подшипника.

Диагностика по СКЗ виброскорости позволяет выявлять дефекты подшипников на самых последних стадиях их развития, когда общий уровень вибрации значительно вырастает. Она требует минимальных технических затрат и нет необходимости в специальном обучении персонала.

Диагностика по спектру вибросигнала применяется достаточно часто, т.к. позволяет выявлять, наряду с дефектами подшипников, дефекты зубчатых передач и муфт. Для реализации данного метода необходим хороший спектроанализатор и подготовленный персонал. Современные приборы, применяемые для вибродиагностики не позволяют методом спектрального анализа получить достоверную информацию о состоянии подшипниковых опор подъемных машин с частотой вращения до 100 об/мин, т.к. часть из информативных частот дефектов подшипников таких, как частота вращения тел качения, частота вращения сепаратора лежат вне диапазона их измерения. Виброанализаторы имеющие нижний предел измерения 0,5 Гц и меньше, ввиду нелинейности АЧХ датчика в начале и конце его частотного диапазона измерений, не позволяют на данных частотах получить достоверные данные.

Диагностика по соотношению пик/фон вибросигнала разрабатывалась несколькими фирмами и имеет различные модификации:

- HFD ( High Frequency Detection – метод обнаружения высокочастотного сигнала);
- SPM (Shock Pulse Measurement – метод измерения ударных импульсов);
- SE (Spike Energy – метод измерения энергии импульса).

Лучшие разновидности данного метода позволяют выявить дефекты подшипников качения на достаточно ранних стадиях развития. Приборы, реализующие данный метод диагностики, достаточно просты и дешевы.

Диагностика по спектру огибающей сигнала позволяет выявить дефекты подшипников на самых ранних стадиях. Основой является датчик акустической эмиссии и анализатор спектра, на который подаётся уже отфильтрованный датчиком сигнал.

Этот метод в настоящее время считается классическим для анализа вибросигналов с подшипников качения.

Все перечисленные методы различаются типом используемого оборудования, его стоимостью, эффективностью и квалификацией обслуживающего персонала. Чем на более ранней стадии и более достоверно необходимо обнаружить дефекты подшипников, тем большие затраты.

Для диагностики подшипниковых опор подъемных машин кроме метода спектрального анализа следует применять такие методы как: метод огибающей вибросигнала и метод ударных импульсов, в совокупности позволяющие получить более достоверную информацию об их техническом состоянии. Также следует разрабатывать новые и совершенствовать существующие методы вибродиагностики.

### Список литературы

1. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации.- Ассоциация ВАСТ, Россия, С-Петербург,2000.
2. Русов В.А. Спектральная вибродиагностика. – Пермь: Виброцентр, 1996.- Вып.1.– 176 с.

**Григорьев А.А., старший научный сотрудник**  
(ПАО «НИИГМ им. М.М. Федорова», г. Донецк, Украина)

## **ПРОБЛЕМЫ НОРМИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ С МНОГОМОДУЛЬНЫМ ДИСКОВЫМ ТОРМОЗОМ**

Современные шахтные подъемные машины в последнее время все чаще оснащаются тормозными устройствами нового типа – многомодульными дисковыми тормозами. Эти устройства имеют ряд преимуществ по сравнению с традиционно применявшимися тормозами радиального типа. Высокое быстродействие и хорошие регулировочные характеристики этого типа тормоза позволяют создавать на его основе надежные тормозные системы, обеспечивающие заданные параметры торможения при работе мощных подъемных комплексов.

С другой стороны при неправильном управлении тормозным воздействием возможны аварийные ситуации. При наладке и испытании тормозных систем радиального типа используются нормы, регламентирующие параметры процесса предохранительного торможения. Эти нормы закреплены в ПБ [1], ПТЭ [2] и «Руководстве...» [3] и их соблюдение гарантирует безопасность торможения подъемной машины с радиальным тормозом. Для дискового тормоза таких норм нет, а существующие нормы либо неприменимы для дискового многомодульного тормоза в принципе, либо их применимость нуждается в проверке и научном обосновании. Таким образом, возникает актуальная задача научно обоснованного нормирования параметров процесса предохранительного торможения шахтных подъемных машин с многомодульным дисковым тормозом.

При решении задач связанных с определением параметров тормозных устройств наибольшая сложность связана с адекватным математическим описанием и учетом влияния динамических процессов, возникающих в подъемной системе и ее элементах при различных режимах торможения. Решение подобных проблем выходит далеко за рамки обычных инженерных расчетов и потому представляет большой научный интерес для исследователей.

В качестве основных параметров, характеризующих процесс предохранительного торможения, в настоящее время используют:

- $T_{хх}$  – время холостого хода тормоза;
- $t_{ср}$  – время срабатывания тормоза;
- $a_{ср}$  – среднее замедление.

При подробном рассмотрении этих параметров становится ясно, что не все из них пригодны для оценки процессов торможения подъемных установок, оснащенных новым многомодульным дисковым тормозом. Наиболее приемлемым параметром, пригодным для оценки быстродействия дискового тормоза является время холостого хода тормоза в определении ПБ [1].

Рассмотрев основные существующие параметры процесса предохранительного торможения и проанализировав их применимость к процессу торможения, осуществляемому многомодульным дисковым тормозом, обратимся к определению перечня. Прежде всего, среди специальных или специфических параметров, характерных только для дисковых тормозов следует отметить параметры, обусловленные конструктивными и функциональными отличиями дисковых многомодульных тормозов:

- количество тормозных дисков;
- количество тормозных модулей;

- интервал включения тормозных модулей;
- количество ступеней торможения.

Влияние этих параметров (кроме количества тормозных дисков) на динамику подъемной системы было исследовано на основе моделирования процесса предохранительного торможения подъемной установки с многомодульным дисковым тормозом.

На основе анализа результатов моделирования и исследования полученных зависимостей были сделаны нижеследующие выводы.

- Многоканатные подъемные машины с многомодульным дисковым тормозом должны оборудоваться не менее чем двумя тормозными дисками.

- Предохранительное торможение многоканатных подъемных машин, оборудованных многомодульным дисковым тормозом, должно обеспечиваться не менее чем восьмью тормозными модулями.

- Предохранительное торможение дисковым тормозом должно состоять по меньшей мере из двух ступеней. Первая ступень торможения должна обеспечивать заданное замедление. Вторая группа должна обеспечивать стопорение машины с коэффициентом статической надежности тормоза  $n \geq 3$ .

- Время холостого хода дискового тормоза для программно или автоматически регулируемых тормозных систем должно удовлетворять существующие требования для вновь создаваемых машин и не превышать значения 0,2с

- Выдержки времени на последовательный ввод в действие тормозных модулей должны находиться в пределах 0,1 - 0,2с.

- Стопорение подъемной машины должно осуществляться непосредственно после остановки машины.

Дальнейшие исследования будут направлены на исследование параметров, характеризующих замедление предохранительного торможения подъемной установки с многомодульным дисковым тормозом. Следует уделить особое внимание вопросу определения оптимального времени установления требуемого замедления, а также влиянию рывка на динамику процесса торможения.

### **Список литературы**

1. Правила безопасности в угольных шахтах: ДНАОП-10.0-1.01-10 – X.: Издательство «Форт», 2010. – 256 с.
2. Правила технической эксплуатации угольных шахт: СОУ 10,1-00185790-002-2005. - .: Госстандарт Украины, 2005. – 354 с.
3. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок. Донецк: Донеччина, 2009г. – 672 с.

**Гук А.А., аспирант, Шмаков И.С., ст. гр. ГРммС-12-3**

**Научный руководитель: Оксень Ю.И., к.т.н., доцент**

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

## **ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОНАСОСНОЙ ТЕХНОЛОГИИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ**

С развитием общества его потребность в электрической, механической и тепловой энергии все время увеличивается. Эти виды энергии в необходимом количестве в окружающей среде не присутствует. Поэтому их получают путем преобразования энергии других форм, чаще всего химической, ядерной, низкопотенциальной тепловой. Структура мирового энергохозяйства к сегодняшнему дню сложилась таким образом, что более 70% потребляемой энергии получают за счет сжигания органического топлива, запасы которого интенсивно уменьшаются. При современном уровне потребления нефти хватит на 25-30 лет, природного газа на 60-70 лет. Такие перспективы истощения запасов уже привели к значительному повышению их стоимости на мировом рынке.

Цель данной работы – обосновать перспективность использования теплонасосной технологии в теплоснабжении и энергоснабжении.

Большая часть электрической энергии вырабатывается на тепловых электростанциях – конденсационных (КЭС) и теплофикационных (ТЭЦ). На ТЭЦ вырабатывается также тепло для целей отопления и горячего водоснабжения. Несмотря на высокую эффективность использования топлива на ТЭЦ, в настоящее время потребности в тепле в основном удовлетворяются за счет выработки его в котельных установках, располагающихся в центрах тепловых нагрузок.

Ниже рассматриваются простейшие схемы теплоснабжения с помощью КЭС и ТЭЦ с возможностью в дальнейшем комбинирования их с теплонасосной установкой.

В конденсационной электрической станции пар из котла поступает на лопатки турбины, которые заставляют вращаться вал электрического генератора и вырабатывать электрический ток. При выходе из турбины пар направляется в конденсатор, где преобразуется в жидкость за счет отдачи тепла в окружающую среду. Конденсат подается в котел питательным насосом.

Задача максимального снижения давления пара в турбине ставится потому, что чем больше разность между начальным давлением пара и конечным, тем больше работа, которую пар при этом производит, а значит, возрастает и количество выработанной энергии. Баланс средних величин энергетических потерь на КЭС показывает, что на выработку электроэнергии используется только около 30% теплоты сгорания топлива, около 50% ее отводится в окружающую среду охлаждающей водой. Это тепло имеет низкую температуру – на уровне 30 – 35°C, и потому непригодно для непосредственного использования в системах теплоснабжения. Но потенциал этого тепла может быть повышен с помощью тепловых насосов, что позволит найти ему полезное применение.

При использовании теплонасосных технологий на единицу затраченного исходного топлива потребитель получает в 1,2-2,5 раза больше тепла, чем при непосредственном его сжигании. Столь высокая эффективность достигается тем, что тепловой насос может использовать электроэнергию, которая выработана на этой же КЭС.

Экономичность работы турбин на ТЭЦ находится в зависимости от того, сколько отбирается пара для коммунальных нужд. Чем его больше утилизируют, тем лучше

применяется тепловая мощность отборов, а соответственно уменьшаются тепловые потери в конденсаторе, но при этом сокращается и количество вырабатываемой энергии.

Термодинамическую основу тепловой электростанции типа ТЭЦ составляет цикл Ренкина для воды или водяного пара. Простейшая паросиловая установка (рис. 1) состоит из следующих элементов: паровой котел, пароперегреватель, паровая турбина, конденсатор, насос. Термодинамический цикл паровой машины состоит из четырех основных процессов: 1 – испарения жидкости при высоком давлении; 2 – расширения пара в турбине; 3 – конденсации пара; 4 – увеличения давления жидкости до начального значения с помощью насоса.

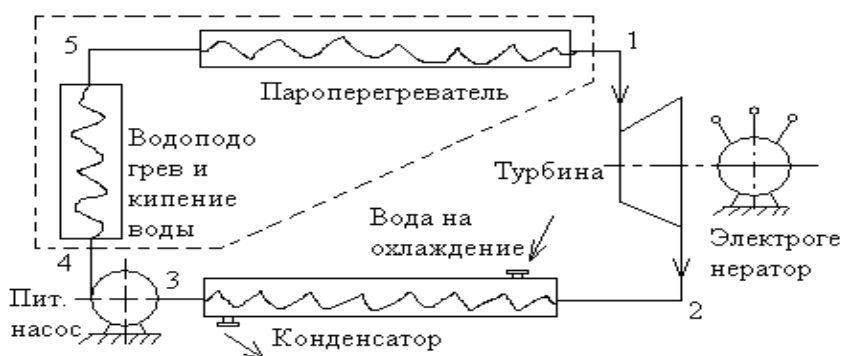


Рисунок 1 – Схема паросиловой установки

Сравнительный тепловой баланс показывает, что на ТЭЦ выработку энергии расходуется приблизительно 24% тепла, полученного при сжигании топлива, вместо 30% на КЭС, зато потери тепла с охлаждающей водой сокращаются приблизительно с 50 до 23%.

ТЭЦ является экономичным источником отопления, так как она дает большую экономию топлива за счет комбинированной выработки тепла и электроэнергии.

От турбины пар для коммунальных нужд поступает в водоподогреватель, где подогревает воду, циркулирующую в тепловой сети. Охладившись, пар превращается в конденсат и перекачивается конденсатным насосом в деаэратор, а оттуда в котел. Затем цикл повторяется.

Утечки воды в тепловой сети и местных системах восполняются с помощью подпиточного насоса химически деаэрированной и очищенной водой, благодаря чему устраняется опасность образования накипи, коррозии и загрязнения системы.

Простейшим типом теплофикационной турбины является турбина с противодавлением. В таких турбинах отсутствует громоздкая и металлоемкая часть низкого давления, они отличаются простотой конструкции, компактностью. В установках с противодавленческими турбинами громоздкие конденсаторы, работающие под высоким вакуумом, заменяются на компактные водоподогреватели, в которых пар конденсируется при давлениях, превышающих атмосферное. Существенным недостатком этих установок является полная зависимость выработки электроэнергии от потребления пара и тепла потребителями.

**Выводы.** Применение теплонасосных технологий в сочетании с технологиями ТЭЦ и КЭС позволит существенно повысить эффективность использования топливных ресурсов при решении проблем тепло- и энергоснабжения.

### Список литературы

Закиров, Д.Г. Пути решения проблемы теплоснабжения в коммунальном хозяйстве с использованием тепловых насосов [Текст] / Д.Г. Закиров, В.С. Суханов, Д.Д. Закиров // Новости теплоснабжения. – 2002. – №4 (20). – С. 53 - 55.

Гук А.А., аспирант, Оксень Ю.И., к.т.н., доцент

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

## ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОНАСОСНОЙ ТЕХНОЛОГИИ УТИЛИЗАЦИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО ТЕПЛА ШАХТНОЙ ВОДЫ

В связи с уменьшением запасов органического топлива в недрах Земли, загрязнением окружающей среды выбросами вредных веществ и тепла все большую актуальность приобретают проблемы рационального расходования топливных ресурсов. На шахтах одним из мощных источников бросового тепла является откачиваемая из горных выработок шахтная вода [1].

Целью данного исследования является обоснование выбора схемных решений теплонасосной утилизации тепла шахтной воды для системы ГВС и оценка влияния свойств хладагентов тепловых насосов и расхода шахтной воды на энергетическую эффективность теплонасосных установок.

Основными характерными особенностями рассматриваемой технологии являются:

малые сезонные колебания температуры шахтной воды ( $1 - 2^\circ\text{C}$ ); относительно большой расход шахтной воды; наличие в шахтной воде взвешенных грязевых частиц, и ее значительная минерализация; наличие солей жесткости в чистой воде, нагреваемой для системы ГВС; низкая начальная температура воды, нагреваемой для системы ГВС, равная зимой  $5 - 9^\circ\text{C}$ , а летом  $15 - 19^\circ\text{C}$ ; постоянство потребной конечной температуры воды для системы ГВС, в интервале  $42 - 45^\circ\text{C}$ .

В связи с этим для защиты поверхностей теплообмена этих аппаратов от загрязнений, солевых отложений и коррозии следует принять схему с промежуточными контурами передачи тепла с циркуляцией в них химически очищенной воды или низкозамерзающих водных растворов, например, этиленгликоля (рис. 1).

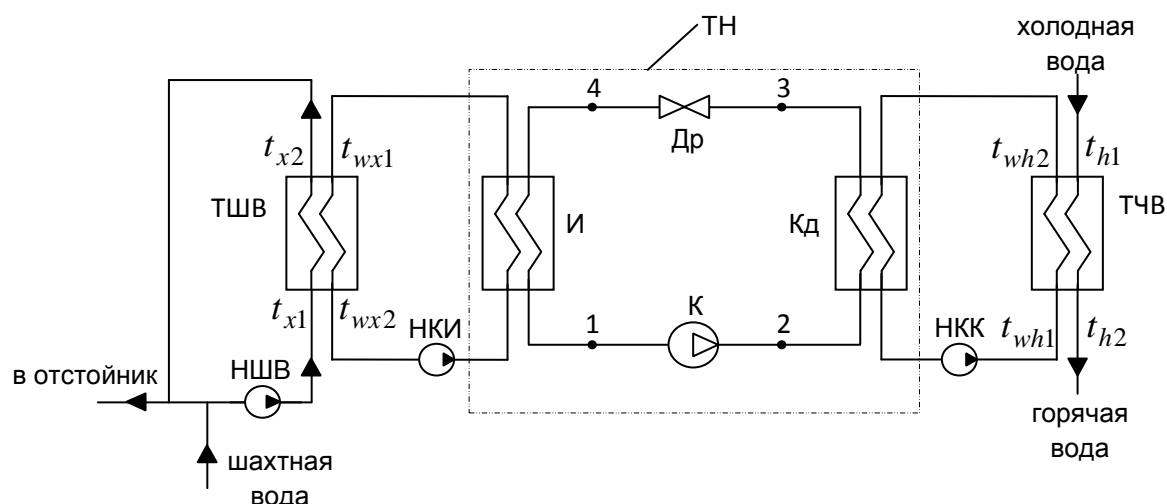
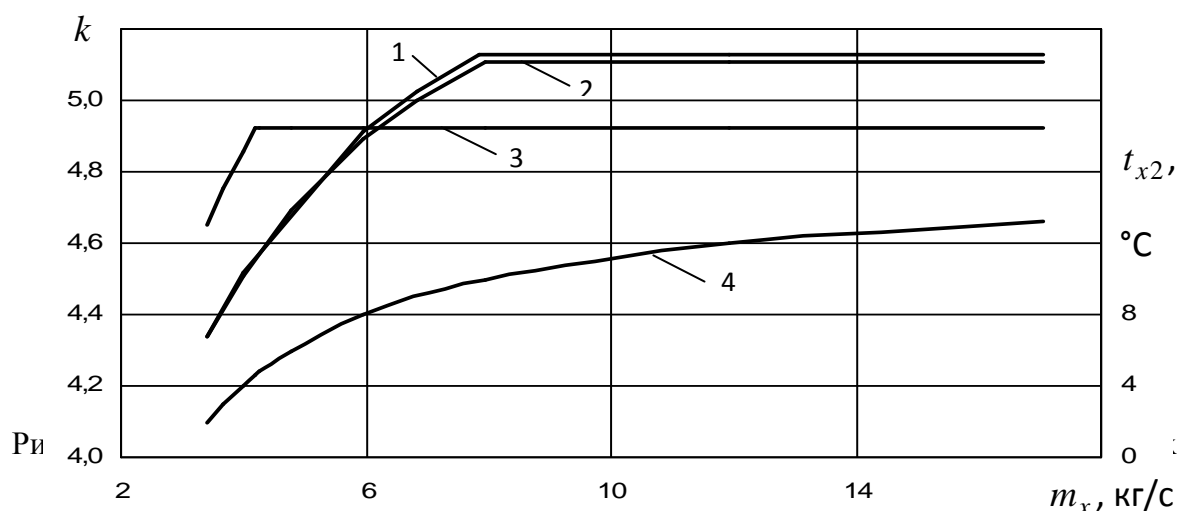


Рис. 1. Схема теплонасосной установки с промежуточными контурами передачи тепла:  
 ТН – тепловой насос; К – компрессор; Кд – конденсатор; И – испаритель;  
 Др – дроссель; ТШВ и ТЧВ – теплообменники шахтной и чистой воды; НШВ, НКИ и НКК – насосы контура шахтной воды, промежуточных контуров испарителя и конденсатора



С учетом указанных выше особенностей рассматриваемой технологии задачу выбора основных параметров рассмотрим в следующей постановке. Исходными являются данные о начальной  $t_{h1}$  и конечной  $t_{h2}$  температуре чистой воды, нагреваемой для системы ГВС, потребном ее массовом расходе  $m_h$ , и начальной температуре шахтной воды  $t_{x1}$ . Требуется определить такие значения расхода шахтной воды  $m_x$  и параметров термодинамического цикла тепловых насосов, при которых обеспечивается максимальная энергетическая эффективность теплонасосной установки.

Разработан алгоритм расчета такого цикла и программа, составленная в системе Matlab R 2009b. С помощью этой программы исследовано влияние расхода охлаждаемой шахтной воды на эффективность теплонасосной установки. При моделировании было принято, что тепловая мощность ( $Q_x$ ) равна 200 кВт,  $t_{x1}=16^\circ\text{C}$ ,  $t_{h1}=9^\circ\text{C}$ ,  $t_{h2}=45^\circ\text{C}$ . В качестве хладагентов рассматривались фреоны R410A, R134a и R407C. По результатам расчетов на рис.2 построены графики зависимостей коэффициента трансформации тепла от расхода шахтной воды при использовании в тепловом насосе фреонов R410A, R134a и R407C (линии 1 – 3 соответственно). Показано также изменение конечной температуры шахтной воды (линия 4).



**Выводы.** Разработан метод расчета максимально эффективных термодинамических циклов тепловых насосов в условиях ограничений по расходу и температуре шахтной воды и чистой воды, нагреваемой для системы ГВС. Установлено, что увеличение расхода шахтной воды приводит к увеличению коэффициента трансформации тепла теплонасосной установки только в области малых расходов. При расходах, превышающих некоторое граничное значение, их величина не влияет на энергетическую эффективность тепловых насосов, которая при этом будет равна максимально достижимой для данного температурного режима шахтной и чистой нагреваемой воды. Температурный глайд зеотропных хладагентов приводит к повышению эффективности тепловых насосов при малых расходах шахтной воды.

### Список литературы

1. Samusya, V. Heat pumps for mine water waste heat recovery / V. Samusya, Y. Oksen, M. Radiuk // Proceedings of the international scientific and technical conference "Mining of mineral deposits", Taylor & Francis group, – London, UK. – 2013. – P.153–157.

Довганюк М.Ф., студент гр. ГМЕ-13-1с, Тарасов В.И., к.т.н., доцент  
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

## МИНИМИЗАЦИЯ ЗАТРАТ НА КАРЬЕРНЫЙ ВОДООТЛИВ

Карьерный водоотлив шахтного типа является достаточно энергоемким потребителем электроэнергии. График его работы в сутки не связан жестко с технологией горных работ. В настоящее время рациональный режим работы водоотлива определяют с точки зрения выравнивания графика нагрузки главной подстанции карьера. Такой режим работы мощных установок со свободным графиком является неэкономичным.

С точки зрения минимизации затрат на водоотлив представляют интерес смещение времени его работы на период действия минимального тарифа за электроэнергию, т.е. на ночное время с 23 часов до 6 часов, когда тарифный коэффициент составляет 0,35 (рис.1).

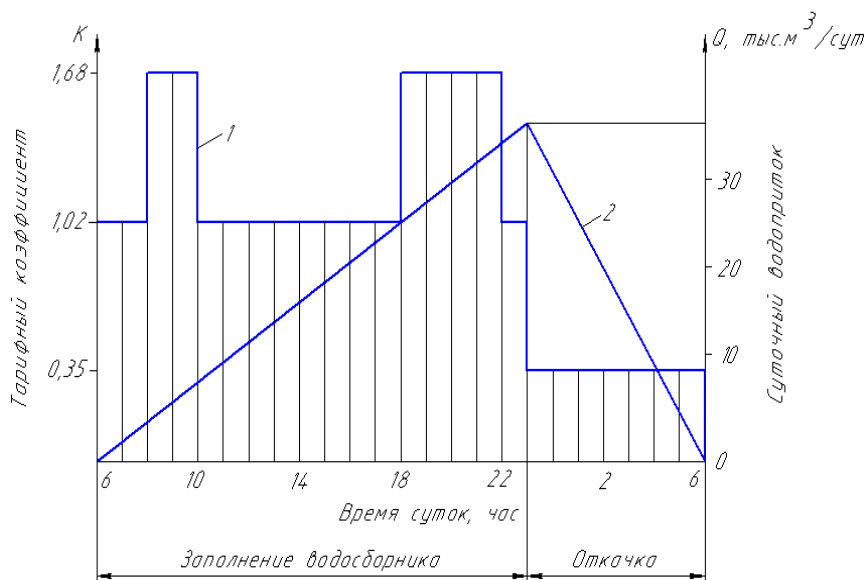


Рис. 1. Тарифный коэффициент (1) и график работы водосборника (2)

Это смещение режима работы водоотлива на временной оси и ограничение времени его работы можно обеспечить соответствующим выбором количества насосов, увеличением емкости водосборника и увязкой количества работающих насосов с годовым графиком поступления воды (рис. 2), т.к. различные методы регулирования работы насосов малоэффективны.

Емкость водосборника при семичасовом режиме откачки должна быть в 3,5 раза больше чем по существующим нормам проектирования.

$$V = \frac{Q_{\max \text{ год}} \cdot 17}{24} = 0,7 \cdot Q_{\max \text{ год}},$$

где:  $Q_{\max \text{ год}}$  - максимальный суточный водоприток, м³/сутки.

Увеличение емкости водосборника возможно путем использования уже существующих дренажных штреков, которые проведены по полезному ископаемому ниже подошвы карьера с уклоном 0,002 – 0,003. Эти штреки оборудуют перемычками со сливными трубами и задвижками, смонтированными в перемычку. При стоянке водоотлива задвижки закрываются, и вода в штреках накапливается. В период откачки задвижки открываются, и поток направляется ко всосам насосов. Такой водосборник решает вопрос осветления загрязненных притоков воды и повышения надежности работы насосов.



Рис. 2. График поступления воды в карьер Полтавского ГОКа

Карьерный водоотлив реализуют в виде параллельной работы нескольких однотипных насосов. В работу включают то их число, которое необходимо для откачки водопритока за заданное время. Очевидно, что при переменном водопритоке в каждые сутки может работать различное число насосов: от 12 до 17 (рис.2). За базовый принят насос НСШ-320 - 360. В случае семи часового режима работы водоотлива отпадает необходимость в физическом резервировании насосов и насосов в ремонте. Вместо этого осуществляется временное резервирование, т.е. нужное количество насосов работает 7 часов в сутки, остальные 17 часов все они находятся в резерве. При необходимости все насосы или их часть может быть включена в работу, но оплата части электроэнергии будет выполняться по повышенному тарифному коэффициенту.

В течении года на карьере Полтавского ГОКа водоприток меняется от минимального 800тыс.м<sup>3</sup> в июне до максимального 1150 тыс.м<sup>3</sup> в сентябре (рис. 2). Разница между этими значениями составляет 350 тыс. м<sup>3</sup> или 44%.

В периоды минимального водопритока (декабрь, январь, февраль, июль, август) можно выполнять ремонт от 4-х до 5-ти насосов одновременно при общем их количестве – 17.

Затраты электроэнергии на откачку воды из карьера в условиях Полтавского ГОКа составляют 1,935 кВт/м<sup>3</sup> или 20393500 кВт/год. При базовом тарифе Т=0,68 грн/кВт.ч., и среднем тарифном коэффициенте при 20-ти часовом режиме откачки равном 1,1535 затраты на электроэнергию составят 16 млн.грн/год. В случае 7-ми часовой откачки суточного водопритока и ночном режиме работы с 23-х до 6-ти часов, тарифный коэффициент составит 0,35. А затраты предприятия на откачку годового притока воды составят 4,85 млн.грн/год. Разница в оплате электроэнергии по базовому и проектируемому вариантам составит 11,15 млн.грн/год.

Рассмотренный подход может быть применен на любом горном предприятии при условии сооружения водосборника достаточной емкости.

**Радюк М.В., ассистент, Джейгало В.О., студент гр. ГРмм-11-9**

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

## **ТЕПЛОНАСОСНАЯ СИСТЕМА УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК**

Особенностью применения теплового насоса для утилизации тепла компрессора является то, что вода системы охлаждения компрессорной установки циркулирует по замкнутому контуру, нагреваясь в воздухоохладителях компрессора и охлаждаясь в испарителе теплового насоса [1]. От температуры охлаждающей воды зависят затраты энергии как на получение сжатого воздуха, так и на трансформацию тепла в тепловом насосе, причем влияние данного фактора на показатели эффективности воздушного компрессора и теплового насоса носит разнонаправленный характер.

Целью настоящего исследования является определение таких температурных режимов контура циркуляции охлаждающей воды, при которых электрическая мощность, потребляемая системой “турбокомпрессор - тепловой насос” (ТК – ТН), будет минимальной.

При заданной температуре охлаждающей воды на входе в воздухоохладители компрессора (выходе из испарителя теплового насоса) задача расчета режимов работы системы ТК – ТН разбивается на две независимые задачи – расчета режимов работы турбокомпрессора и теплового насоса.

Моделирование режимов работы системы ТК–ТН выполняем в среде программирования MATLAB R 2009b при следующих условиях: давление атмосферного воздуха 0,1 МПа; его температура 15°C; конечное давление сжатого воздуха (абсолютное) 0,9 МПа; расход охлаждающей воды на каждый воздухоохладитель 11,0 кг/с. Температура воды, отдаваемой в систему горячего водоснабжения, была принята равной 50°C; минимальные температурные напоры в испарителе и конденсаторе 5°C; изоэнтропный КПД компрессора теплового насоса 0,75, его механический КПД 0,97, а КПД приводного электродвигателя 0,94; хладагент – R134a. Расчет свойств рабочего тела теплового насоса осуществляем с помощью программы REFPROP 7.0, разработанной National Institute of Standards and Technology (USA).

Результаты исследований показывают, что зависимость суммарной электрической мощности потребляемой турбокомпрессором и тепловым насосом от температуры охлаждающей воды имеет монотонно убывающий квадратичный характер, причем, с увеличением температуры охлаждающей воды электрическая мощность, потребляемая тепловым насосом увеличивается, а турбокомпрессором – уменьшается.

### **Список литературы**

1. Мялковский, В.И. Утилизация тепла сжатого воздуха шахтных компрессоров / В.И. Мялковский, Л.В. Андрусенко // Вопросы эксплуатации шахтных стационарных установок: сб. науч. тр. / ВНИИГМ им. М.М. Федорова. – Донецк, 1985. – 122 – 127 с.

**Львіна І.С., к.т.н., доцент, Антоненко А.Г., студент гр. ГРмм-10-9**

*(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпропетровськ, Україна)*

## **ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМ «БАШМАК - ПРОВІДНИК» НА ДИНАМІЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ АРМУВАННЯ ВРІВНОВАЖЕНИХ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК В РЕЖИМІ ГАЛЬМУВАННЯ**

У сучасних умовах постійно зростаючого попиту на корисні копалини потрібне підвищення продуктивності гірничодобувних підприємств України. Це досягається різними способами: збільшенням глибин родовищ, маси корисного вантажу або підвищенням швидкості рух посудин по стовбурах. У цих умовах шахтні підйомні установки є основною ланкою в транспортному ланцюгу роботи шахти. Оскільки строк експлуатації більшості шахт перевищує 30-40 років, то устаткування підйомних установок перебуває в умовах інтенсивного зношування, що перевищує 50-60%. Армування стовбура піддається механічному й корозійному зношуванню, а його геометричні й механічні параметри не відповідають проектним значенням. Особливу небезпеку для експлуатації зношеного устаткування представляє запобіжне гальмування підйомної машини, як найбільш динамічний режим. Таке сполучення інтенсивності експлуатації й зношення устаткування підйомних установок вимагає забезпечення необхідного рівня його експлуатаційної безпеки шляхом розробки нових методів контролю технічного стану.

Дослідженню процесів, що виникають при запобіжному гальмуванні, присвячений ряд робіт, у яких розроблена математична модель [1] і програмний комплекс, який її реалізує та дозволяє комп'ютерне моделювання процесу взаємодії посудин з армуванням при запобіжному гальмуванні. На підставі цих досліджень було показано, що у вертикальних стовбурах кожної підйомної установки існують ділянки провідників армування, на яких при запобіжному гальмуванні виникає режим динамічної нестійкості взаємодії посудини з армування [2]. Невивченим залишається питання про характер впливу кінематичних зазорів між черевиками посудини й провідниками на динамічну взаємодію посудин з армуванням у зонах параметричної нестійкості коливань посудини.

Метою даної роботи є визначення залежностей динамічних параметрів взаємодії підйомних посудин з армуванням під час запобіжного гальмування від величини кінематичних зазорів між черевиками ковзання посудини й провідниками в лобовій і боковій площинах провідників в урівноважених підйомних установках зі шківками тертя.

Нижче представлені результати чисельних досліджень. Залежність швидкості росту максимальних контактних навантажень на провідники з боку черевиків підйомної посудини під час гальмування в «центрі нестійкості» першої зони на діаграмі Айнса-Стретта від величини кінематичного зазору між провідниками й запобіжними черевиками посудини представлена на рисунку 1. Аналіз графіку показує, що величина максимальних навантажень на провідники лінійно залежить від величини кінематичних зазорів у парі «черевик-провідник».

При збільшенні кінематичних зазорів максимальні значення контактних навантажень на провідники, що виникають за час гальмування, монотонно зростають. При цьому за той самий час навантаження при більших значеннях зазорів ростуть із більшою швидкістю. Тобто збільшення кінематичних зазорів від 15 мм до 35 мм у розглянутому відділенні приводить до збільшення швидкості росту максимальних контактних навантажень при ГЗ від 28% до 75%, у порівнянні з навантаженнями, які

виникають під час руху підйомної посудини з постійною швидкістю на розглянутій ділянці стовбура.

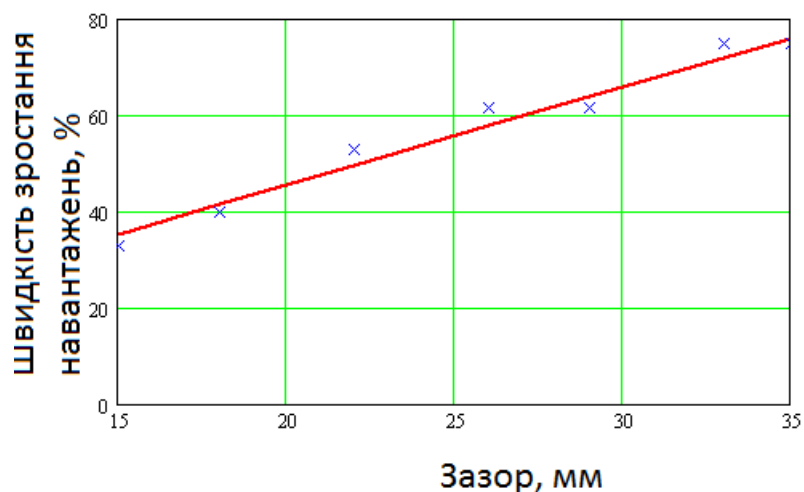


Рис. 1. Залежність швидкості росту максимальних контактних навантажень на провідники з боку піднімальної посудини при гальмуванні від величини кінематичного зазору в системі «черевик - провідник»

Отримані результати показують, що зі збільшенням величини кінематичного зазору між провідниками й черевиками посудини при запобіжному гальмуванні в районі «центра нестійкості» взаємодії посудин з армуванням, відбувається пропорційне збільшення динамічних навантажень взаємодії посудини із провідниками за рахунок перекачування енергії вертикальних коливань посудини в горизонтальні. Ця залежність якісно буде справедлива й для багатоканатних підйомних установок з іншими співвідношеннями параметрів. Надалі становить інтерес установити аналогічні залежності для інших типів підйомних установок і одержати загальну залежність динамічних параметрів взаємодії посудин з армуванням при запобіжному гальмуванні від величини кінематичних зазорів у системах «черевик - провідник».

### Перелік посилань

1. Самуся В.І., Ільїна І.С. Математичне моделювання впливу закону зміни гальмового моменту на взаємодію судин із провідниками жорсткого армування двуконцевої нерівноваженої підйомної установки. //Науковий вісник НГУ. - №7. - Дн-ск., 2003. – С. 49-53.
2. Ільїна І.С. Моделювання параметричних коливань підйомної посудини шахтної врівноваженої установки при взаємодії з жорстким армуванням під час аварійного гальмування. //Сборник научных трудов Национальной горной академии Украины. - №13, Т.2. – Дн-ск, 2002. – С. 118-123
3. Самуся В.И., Ильина И.С. Динамическая устойчивость взаимодействия сосуда с проводниками гибкой армировки многоканатной подъемной установки в режиме торможения //Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. ИГТМ НАН Укр. - № 50. – Дн-ск, 2004. – С. 179-187.

Ильина С.С., к.т.н., доцент, Мамай В.В., студент гр. ГРмм-11-9

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

## АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ИЗНОСА АРМИРОВКИ ШАХТНЫХ СТВОЛОВ НА ПОКАЗАТЕЛИ ОСТАТОЧНОЙ ПРОЧНОСТИ ПРОВОДНИКОВ И РАССТРЕЛОВ

Расстрелы и проводники армировки шахтных стволов в процессе эксплуатации подвергаются механическому износу, из-за постоянного силового взаимодействия с подъемным сосудом, и воздействию коррозионных факторов под влиянием шахтной среды. В процессе длительной эксплуатации износ армировки, вызванный этими процессами, оказывается неравномерным по длине проводников и расстрельных балок. В связи с этим актуальной проблемой является необходимость исследования влияния параметров остаточных сечений металлоконструкций армировки на их прочностные характеристики при длительной эксплуатации.

На рис. 1 и рис. 2 приведены графики распределения по глубине ствола коэффициентов потери моментов сопротивления проводника и расстрела скипового отделения ствола. Они показывают величину остаточной опорной жесткости элемента армировки (в %) на каждом ярусе на момент обследования по отношению к проектной. Значения коэффициента несущей способности  $>1$  соответствуют участкам, на которых в процессе текущих ремонтных работ была произведена замена проводников на новые, с большей, чем было предусмотрено первоначальным проектом, толщиной стенок.

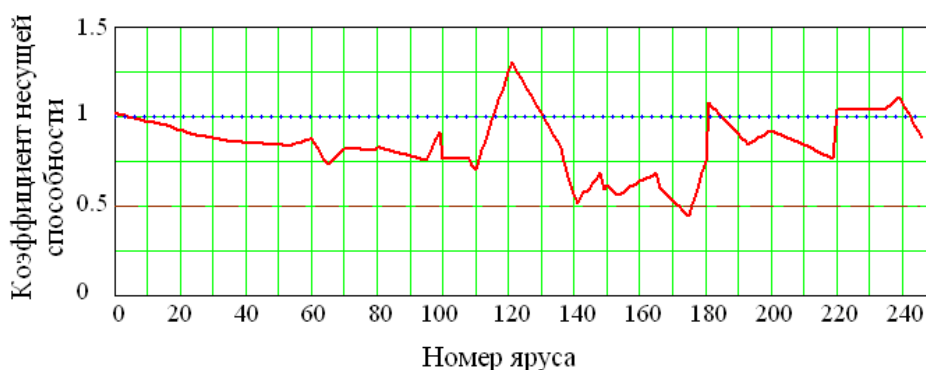


Рис. 1. График коэффициентов остаточной несущей способности проводника

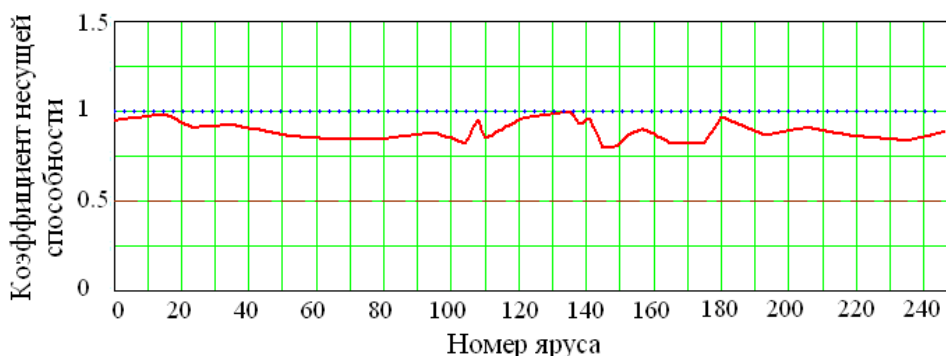


Рис. 2. График коэффициентов остаточной несущей способности расстрела

Анализ этих графиков показывает, что балка скипового расстрела от поверхности сохранила 50 – 95% своей первоначальной несущей способности в основном по всей глубине ствола. Балка проводника сохраняют более 50% несущей способности по всей глубине ствола от первоначальной (180x180x12 мм). Кроме ярусов №172 – 175, где она снижена до 45%. На ярусах №115 – 130, 180 – 185, 219 – 242 она составляет более 100% по отношению к проектной, потому что там стоят проводники (180x180x14 мм и 180x180x16 мм)

Из графиков видно, что в реальных промышленных условиях потеря несущей способности элементов армировки при длительной эксплуатации является очень значительной. Это основная причина необходимости разработки методов и средств снижения контактных нагрузок со стороны подъемных сосудов, которые возникают в данном случае из-за искривленности профилей проводников, вызванной нарушением геометрии стволов в зонах сдвига горных пород.



Ильина С.С., к.т.н., доцент, Найдено И.С., ст. гр. ГРмм-11-9

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

### АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПОТЕРИ СЕЧЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ АРМИРОВКИ ШАХТНЫХ СТВОЛОВ НА ПАРАМЕТРЫ ИХ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ

Для армирования шахтных стволов традиционно применяются двутавры №27, №27а\*, №27С, №27Са, №36, №36С. Для подъемов высокой грузоподъемности 22 – 45 т, на рудоподъемных стволах применяются двутавры 36С и проводники 160х160х12 мм, 180х180х12, 200х200х12 мм. В стволах с меньшей грузоподъемностью сосудов используются различные типоразмеры двутавров №27 и проводники 160х160х12 мм.

На рис. 1 приведены графики изменения максимальных напряжений в расстреле в зависимости от первоначальной толщины стенки проводников в интервале 12..16 мм.

Из сравнения кривых 1 и 4 видно, что выбор в качестве расстрелов балок №27 вместо №27Са приводит к тому, что и с проводником 160х160х12 мм, и 160х160х16 мм запас прочности системы «проводник – расстрел» по наиболее слабому звену – расстрелу, снижается до 31 – 32%. В то же время, утолщение стенки проводника с 12 мм до 16 мм увеличивает тот же запас прочности системы только на 3 – 3.5%.

Сравнение результатов, представленных на рис. 1а и рис. 1б показывает, что в данной системе «проводник – расстрел» боковое приложение силы к проводнику с любой толщиной стенки создает напряжения в расстреле в 6.5 – 6.7 раз меньшие, чем лобовое приложение такой же силы.

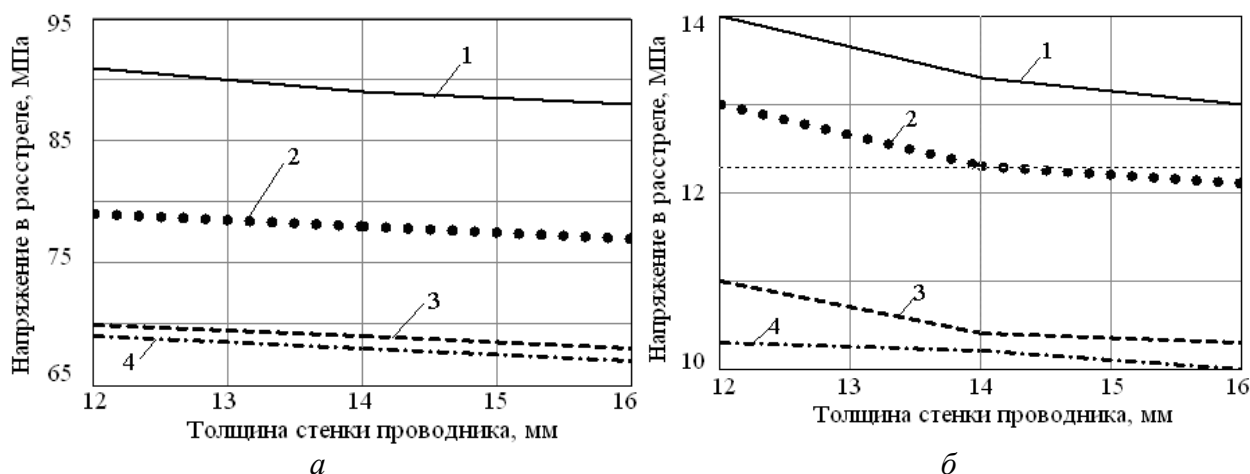


Рис. 1. Максимальные напряжения в расстреле в зависимости от первоначальной толщины стенки проводника: а – лобовое приложение силы; б – боковое приложение силы; 1 – двутавр №27, 2 – двутавр №27а\*, 3 – двутавр №27С, 4 – двутавр №27Са

На рис. 2 приведен график зависимости напряжения в расстреле от его износа в системе «расстрел №27а – проводник 160х160х12 мм». При расчете считается, что все полки и стенка проводника одинаково снижают свою толщину до 6 мм, а проводник остается неизменного сечения.

Из анализа графика на рис. 2 видно, что при снижении толщины элементов расстрела до 6 мм (т.е. на 47 – 57% от первоначального размера), его запас прочности снижается 67% даже при использовании в системе нового проводника.

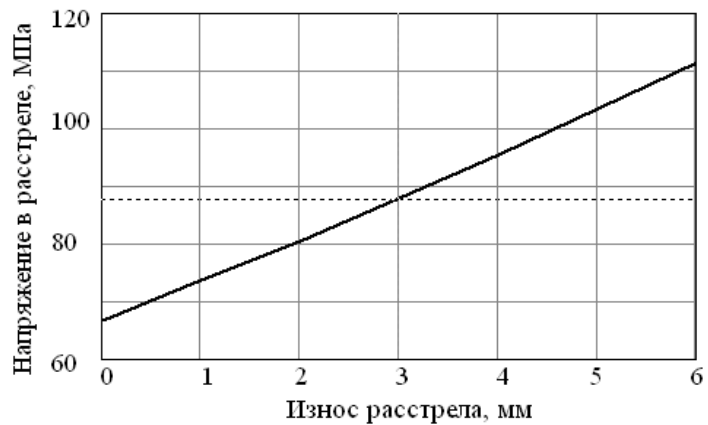


Рис. 2. График зависимости напряжения в расстреле от его износа в системе «расстрел №27а – проводник 160х160х12 мм»

Положениями действующих нормативных документов в системе «сосуд – армировка» регламентированы только значения допустимых остаточных толщин стенок коробчатых проводников. Согласно п. 8.2 [1] металлические коробчатые проводники подлежат замене при износе свыше половины толщины стенки.

#### Список литературы

1. НПАОП-10.0-1.01-10 Правила безпеки у вугільних шахтах / Харків, вид. ФОРТ 2010 – С. 244.

**Карпенко О.В., ст. гр. ГМЕ-13-1с, Комісаров Ю.О., старший викладач**  
(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет, м. Дніпропетровськ, Україна)

### **ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОХИЛОЇ БАГАТОКАНАТНОЇ УСТАНОВКИ ПАТ "МАЛО - БУЗУКІВСЬКИЙ ГРАНІТНИЙ КАР'ЄР"**

Проблема транспортування гірничої маси від місць видобутку на поверхню є однією з найважливіших для кар'єрів, з яких в даний час видобувається до 90% мінеральної сировини. Збільшення собівартості видобутку сировини при збільшенні глибини кар'єра залежить головним чином від витрат на транспортні операції, частка яких становить до 60 - 65%.

Мало-Бузуківський кар'єр розташований в Смілянському районі Черкаської області. Граніти родовища використовуються для виготовлення будового каменю та щебеню який застосовується при будівництві доріг і промислового будівництві. Балансові запаси на 01.10.2013г . складають 19363,87 тис. м<sup>3</sup> , що при проектній річній продуктивності в 300 тис. м<sup>3</sup> з урахуванням збереження запасів під транспортними бермами, з'їздами і водозбірниками забезпечить термін служби кар'єра більше 57 років.

На даному підприємстві вивезення гірських порід на дробильно-сортувальний завод здійснюється самоскидами БелАЗ - 548 а розкривних порід на відвал самоскидами КрАЗ - 256. При експлуатації самоскидів високої вантажопідйомності виникає необхідність будівництва по бортах кар'єрів бетонних доріг великої протяжності та витрачається величезна кількість пально-мастильних матеріалів. Також вище допустимих норм забруднюється вихлопними газами повітряний басейн кар'єрів.

Розв'язання задачі зниження транспортних витрат вимагає кардинальних заходів, які полягають в розробці та впровадженні інноваційних технологічних схем, що відповідають вимогам сучасного гірничодобувного виробництва.

Одним з найбільш ефективних видів кар'єрного транспорту є похила підйомна установка, що володіє рядом переваг перед конвеєрним та автомобільним видами транспорту.

Для умов ПАТ " Мало - Бузуківський гранітний кар'єр" запропонована схема (рис. 1) похилої багатоканатної підйомної установки. Вона складається з похилого рейкового шляху 1, по якому переміщуються платформи 2 з горизонтальними майданчиками, що обладнані для заїзду самоскидів. Через зрівняльні підвісні пристрої 3, сталевими канатами 4, що огинають шківів тертя 5 , платформи з'єднані між собою.

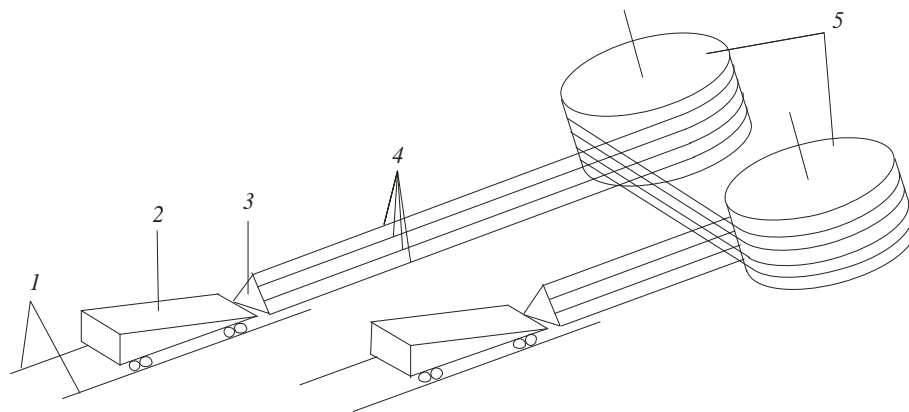


Рис. 1. Схема похилої багатоканатної підйомної установки з двома тяговими шківів тертя

Відмінною особливістю установки є використання двох тягових шківів тертя, обертання яких синхронізовано між собою редукторною передачею. Це збільшує кут обхвату шківів канатами до  $540^0$  та значно підвищує коефіцієнт запасу за умовою нековзання канатів як в статичному, так і в динамічному режимах. Використання даної схеми дозволяє відмовитися від застосування відхиляючих шківів та канатів що врівноважують, експлуатація яких на похилих установках є складним технічним завданням.

Розрахунком визначено основні раціональні параметри підйомної установки (табл. 1)

Таблиця 1

Основні раціональні параметри похилої багатоканатної підйомної установки

кут нахилу, град	30
сумарна маса вантажу, що транспортується, кг	52 000
підйомні канати	
тип	закриті
кількість	4
діаметр, мм	36
діаметр шківів тертя, м	4
приводний двигун	
марка	П2-800-256
потужність, кВт	5000
частота обертання	25
тип електроприводу	ТП-Д
швидкість руху платформ, м/с	5,2
витрата електроенергії на тонно-кілометр, кВт×год/т×км	4,5

Застосування запропонованої похилої підйомної установки в умовах ПАТ "Мало - Бузуківський гранітний кар'єр" в комбінації з існуючою схемою автомобільного транспорту зберігає мобільність транспортного ланцюжка, знижує собівартість корисної копалини та покращує екологічну ситуацію на виробництві.

**Комиссаров Ю.А., старший преподаватель**

**Научный руководитель: Самуся В.И., д.т.н., профессор**

*(Государственный ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)*

## **УСОВЕРШЕНСТВОВАННАЯ ТОРМОЗНАЯ СИСТЕМА ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН С ПНЕВМОПРУЖИНЫМ ПРИВОДОМ ТОРМОЗА**

Опыт эксплуатации и анализ причин ряда серьезных аварий на действующих подъемных установках шахт Донбасса и Кривбасса показывают, что в ряде случаев применение механического тормоза, являющегося исполнительным органом их системы защиты, приводит к переходу подъемной установки в аварийный режим работы, что недопустимо при безопасной эксплуатации. Необходимость продолжения работ по совершенствованию тормозных систем шахтных подъемных установок также обусловлена многопозиционностью требований к режимам торможения и сложностью методов их реализации для различных условий работы современных подъемных комплексов.

Серийно выпускаемые в настоящее время ПАО «Новокраматорский машиностроительный завод» подъемные машины типа МПБ оснащаются пневмопружинным тормозом, расположенным внутри барабана, который используется как для рабочего, так и для предохранительного торможения. Опыт эксплуатации и результаты проведенных экспериментальных исследований на действующих подъемных установках свидетельствуют о недостаточном быстродействии тормозов такого типа. Большое время холостого хода приводит к увеличению пути торможения при включении предохранительного тормоза в районе приемных площадок, что может явиться причиной аварий с серьезными последствиями. Примером может служить ряд аварий на скиповом подъеме шахты им. Артема ПАО «АрселорМиттал Кривой Рог».

Такой же недостаток присущ и многоканатным подъемным машинам. Так, например, на главном подъеме шахты им. Стаханова ГП «Красноармейскуголь» низкое быстродействие предохранительного тормоза привело к тому, что тормозная система не смогла сразу погасить кинетическую энергию опускаемого груженого скипа, коэффициент трения между тормозными колодками и ободом при их нагреве снизился и груженный скип упал в зумпф. Потеря добычи из-за простоя главного подъема шахты в течение 42 суток составила около 200000 тонн.

В связи с ужесточением нормативных требований Правил безопасности относительно времени холостого хода с 0,5 с до 0,3 с для пневмопружинных приводов, опыт эксплуатации показал необходимость их модернизации с целью повышения быстродействия. Однако применение быстродействующих приводов для подъемных установок с большим замедлением свободного выбега приводит к приложению максимального тормозного момента еще до останова органа навивки и превышению допустимых замедлений. В свою очередь, это вызывает необходимость реализации двухступенчатой характеристики тормозного момента для подъемных машин с пневмопружинным приводом тормоза, где один цилиндр используется как для рабочего, так и для предохранительного торможения.

Так как необходимую характеристику тормозного усилия на второй ступени можно довольно просто обеспечить дросселированием сжатого воздуха на выходе из цилиндра тормозного привода, основной целью усовершенствования пневмосистемы управления являлось повышение быстродействия тормозного привода. Использование для этого нормально закрытых стандартных регулирующих клапанов не всегда обеспечивает выполнение требований Правил безопасности к максимальному времени холостого хода.

Применение разработанных ускоряющих электропневматических клапанов позволило исключить указанные недостатки существующей системы управления пневмопружинным тормозным приводом и повысить его быстродействие. Реализация двухступенчатой характеристики приложения тормозного усилия с одновременным повышением быстродействия тормозного привода вследствие применения нормально открытых ускоряющих клапанов, установленных в непосредственной близости к тормозным цилиндрам, повысила безопасность эксплуатации подъемных установок.

Шахтные испытания усовершенствованной системы управления приводом тормоза были проведены на подъемной машине МПУ 1-5х3,8/0,6, установленной на слепом рудоподъемном стволе шахты им. Артема ПАО «АрселорМиттал Кривой Рог». Разработанные дополнительные ускоряющие клапаны были установлены на данной подъемной машине и последующие сравнительные испытания старой и усовершенствованной пневмосистем управления показали целесообразность такой модернизации для подъемных установок, оборудованных пневмопружинным тормозным приводом.

Анализ результатов испытаний, проведенных на подъеме им. Артема позволил сделать вывод о необходимости модернизации тормозных систем по пути их упрощения, выбора рациональных параметров трубопроводов между приводом тормоза и его панелью управления, оснащения выпускаемых подъемных машин быстродействующими электропневматическими клапанами новой конструкции с большими проходными сечениями.

Аналогичные усовершенствованные системы управления пневмопружинным тормозом после проведения шахтных испытаний эксплуатируются на главных угольных подъемах шахт «Центральная» ГП «Красноармейскуголь» и ГП «УК «Краснолиманская».

Шахтные испытания основных функциональных элементов усовершенствованной тормозной системы шахтных подъемных установок показали их принципиальную работоспособность и необходимость оснащения такими системами действующих и вновь выпускаемых барабанных и многоканатных подъемных машин с пневмопружинным приводом тормоза.

**Кириченко В.Е., докторант каф. горной механики, к.т.н.**

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

## **ОСОБЕННОСТИ РАЗРАБОТКИ САПР ГИДРОПОДЪЕМОВ В СОСТАВЕ СУДОВЫХ ДОБЫЧНЫХ КОМПЛЕКСОВ**

Проектные задачи разработки оборудования для промышленного освоения глубоководных океанских месторождений полезных ископаемых являются, по сути, пионерскими. Ввиду сложности условий функционирования глубоководных гидроподъемов, сопоставимой с космической отраслью, приходится отказываться от сложившихся стереотипов проектирования традиционной горной техники. Конечно, говорить о создании систем автоматизированного проектирования горно-морских предприятий, безусловно, преждевременно. Данный процесс требует огромных затрат интеллектуального труда и времени. С другой стороны, некоторые разработки уже сегодня могут служить основой создания математического и программного обеспечений САПР, особенно пакета научно-исследовательских программ.

Задачи создания математического обеспечения и программного обеспечения имеют ряд характерных особенностей, обусловленных спецификой горно-морских добычных комплексов, относящихся к объектам «высокой сложности». Очевидно, что математическое обеспечение проектирования установок должно адекватно описывать исследуемые физические процессы. Вместе с тем, реализовать уже разработанные элементы математического обеспечения можно, вообще говоря, различными способами (различные численные методы на микро, макро и мета уровнях), что в значительной степени предопределяет структуру и функциональность программного обеспечения. Поэтому, для новой области использования горного оборудования, математическое обеспечение целесообразно строить с учетом возможностей и ограничений современной вычислительной техники в плане корректной программной реализации (рациональность, надежность, быстродействие) всех компонент математического обеспечения [1]. Сегодня такой подход при решении задач автоматизированного проектирования уникальных машиностроительных конструкций представляется наиболее эффективным.

Гидроподъем функционально, технологически и кинематически является связующим звеном между донным и надводным блоками горно-добывающего комплекса, что является основополагающим фактором структуры САПР [2]. Так, параметры гидроподъема априори зависят от выбранной технологии ведения горных работ, возможностей добычного оборудования донного блока, и в первую очередь производительности агрегата сбора, системы управления и т.д. С другой стороны, геометрия трубного става и его равновесная форма, непосредственно определяющие прочность конструкции и устойчивость процесса транспортирования гидросмеси посредством аэродинамических коэффициентов существенно влияют на скорость движения судна-носителя (особенно при маневрах) и мощность маршевых движителей. Кроме того, форма трубного става кинематически «отвечает» за непосредственный контакт рабочего органа агрегата сбора с разрабатываемым пластом, что особенно актуально для буксируемого агрегата сбора. А в конечном итоге, с производительностью гидроподъема связаны выбор мощности и типа обогатительного оборудования, объем хранилища концентрата на судне-носителе и другие факторы, определяющие базовую компоновку машин и агрегатов судовых добычных комплексов.

## Список литературы

1. К вопросу разработки способа автоматизированного управления переходными режимами в глубоководных эрлифтах / В.Е. Кириченко // Науковий вісник НГУ. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2008. – № 11. – С. 71 - 75.
2. Кириченко Е.А. Механика глубоководных гидротранспортных систем в морском горном деле: [монография] / Евгений Алексеевич Кириченко. – Д.: Национальный горный университет, 2009. – 344 с.



**Лутченко А.В., студент гр. ГМЕ-13-1с, Савенчук А.С., к.т.н., доцент**  
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

### **ОСОБЕННОСТИ МОДЕРНИЗАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ ГЛАВНОЙ ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ ШАХТЫ «СТЕПНАЯ»**

Водоотливные установки, как одно из энергоёмких звеньев стационарного горно-шахтного оборудования занимают особое положение: с одной стороны обеспечивает бесперебойное ведение горных работ, с другой - при их функционировании потребление электроэнергии доходит до 20% от общего объёма энергопотребления шахтой.

Водоотливные установки должны обеспечивать надёжную откачку воды из подземных выработок при возможно меньших эксплуатационных расходах. Для осуществления данных требований важно правильно спроектировать технологическую схему водоотлива и подобрать насосы, которые должны работать в безкавитационном режиме.

На шахте «Степная» главная водоотливная установка находится на горизонте 300 м и обеспечивает откачку воды до 280 м<sup>3</sup>/час. Возникла производственная необходимость вести добычные работы на горизонте 480 м, где ожидаемый водоприток составляет 145 м<sup>3</sup>/час. В этом случае общий водоприток на шахте может составить более 625 м<sup>3</sup>/час.

Особенность модернизации водоотливной установки заключается в разработке рациональной схемы откачки шахтной воды и выборе оборудования и средств, позволяющих работать насосам в безкавитационном режиме. Выполнены расчёты с целью технико-экономического обоснования ступенчатой или прямой схемы откачки воды. Расчётами установлено, что рациональным решением является прямая система откачки воды. Для обеспечения безкавитационной работы многосекционных шахтных насосов предложено техническое решение с применением подкачивающих струйных насосов. Система центробежного и струйного насосов усложняет устройство главного водоотлива, но как показывают исследования, это экономически выгодно.

#### **Список литературы**

1. Гейер В.Г., Тимошенко Г.М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки. Учебник для студентов ВУЗов. – М: Недра, 1987. –270с.
2. Романов В.А. Эффективность использования насосной установки с промежуточным отбором рабочей жидкости для струйного насоса // Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок: Сб. научн. трудов НИИГМ им. М.М.Федорова. – Донецк: НИИГМ им. М.М.Федорова, 1986. - С.264-268.

**Маслов А.А.**, студент гр. ГМЕ-13-1м, **Оксень Ю.И.**, к.т.н., доц.  
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск,  
Украина)

## ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОНАСОСНО-ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ШАХТЫ

Перспективным направлением энергосбережения на угольных и рудных шахтах является применение теплонасосных технологий утилизации низкопотенциального тепла при решении проблем теплоснабжения. В качестве источников низкопотенциального тепла чаще всего рассматривают шахтную воду, но может быть использовано также тепло исходящей вентиляционной струи, систем охлаждения компрессорных установок и другие. На глубоких шахтах, на которых имеется потребность в кондиционировании воздуха в горных выработках, источником низкопотенциального тепла может служить холодоноситель установки кондиционирования. При его охлаждении тепловые насосы (ТН) становятся машинами, совмещающими функции выработки тепла для систем теплоснабжения и холода для систем кондиционирования воздуха в шахтах. Из-за низкой температуры холодоносителя ТН при выработке такого же количества тепла будут потреблять больше электроэнергии, чем в случае использования тепла шахтной воды. Однако при этом будет полезно использоваться не только вырабатываемое высокопотенциальное тепло, но также и холод, сообщаемый холодоносителю и направляемый для кондиционирования воздуха.

Эффективность холодильных машин (ХМ) обычно оценивается холодильным коэффициентом  $\varepsilon_x$ , а ТН – коэффициентом преобразования тепла  $k_{тр}$ , которые определяются отношениями вырабатываемых соответственно холодильной  $Q_x$  и тепловой мощности  $Q_T$  к потребляемой электрической  $N_{э}$ .

При одновременной выработке двух полезных продуктов – тепла и холода – эти коэффициенты не могут использоваться для оценки эффективности тепловых насосов, так как не полностью учитывают получаемый от них эффект. Объективным показателем в этом случае является эксергетический КПД, который представляет собой отношение суммарной произведенной в установке полезной эксергетической мощности  $E_{пол}$  к затраченной  $E_{затр}$  [1]:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{пол}}{E_{затр}}$$

В данном исследовании эти показатели определены для совместной выработки тепла и холода в теплонасосно-холодильной установке (ТНХУ) и отдельной выработки холода в холодильной установке (ХУ) и тепла в теплонасосной установке (ТНУ), использующей тепло шахтной воды.

В случае совместной выработки тепла и холода в ТНХУ эксергетический КПД установки рассчитывался по формуле

$$\eta_{ex}^{ТНХУ} = \frac{E_x^{ТНХУ} + E_T^{ТНХУ}}{N_{\text{э}}^{ТНХУ}},$$

в случае раздельной выработки холода в ХУ и тепла в ТНУ по формуле

$$\eta_{ex}^{ХУ+ТНУ} = \frac{E_x^{ХУ} + E_T^{ТНУ}}{N_{\text{э}}^{ХУ} + N_{\text{э}}^{ТНУ}}.$$

В качестве термодинамического цикла ТН и ХМ принят цикл с переохлаждением конденсата. Под полезной эксергетической тепловой и холодильной мощностью понималась эксергетическая мощность, полученная теплоносителем в конденсаторе и холодоносителем в испарителе этих машин. Расчеты произведены при следующих исходных данных.: Температура теплоносителя (воды) на входе и выходе конденсаторов ТНУ и ТНХУ – 20 и 50°C, конденсаторов ХУ – 25 и 30°C; температура холодоносителя на входе и выходе испарителей ХУ и ТНХУ –3,0 и 0,3°C, испарителей ТНУ – 11,0 и 7,6°C. Минимально допустимые температурные напоры: в испарителях – 3,0°C, на холодном конце конденсаторов – 5°C, на теплом – 15°C, в сечении, соответствующем точке росы хладагента, – 7°C. Перегрев пара в испарителях – 5°C. Изэнтропный КПД компрессоров ТН и ХМ – 0,66. Потерями давления хладагента в испарителях и конденсаторах пренебрегалось. Хладагент – R407C.

Холодопроизводительность ХУ и ТНХУ  $Q_x^{ХУ} = Q_x^{ТНХУ} = 500$  кВт. Теплопроизводительность ТНУ принята равной теплопроизводительности ТНХУ, т.е.  $Q_T^{ТНУ} = Q_T^{ТНХУ}$ . Эксергия рассчитывалась относительно давления и температуры окружающей среды  $P_0 = 100$  кПа и  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ .

Основные результаты расчетов приведены в таблице.

Установка	$Q_x$ , кВт	$E_x$ , кВт	$Q_T$ , кВт	$E_T$ , кВт	$N_{\text{э}}$ , кВт	$\varepsilon_x$	$k_{\text{тр}}$	$\eta_{ex}$
ХУ	500,0	33,37	645,8	-	145,8	3,43	-	0,229
ТНУ	526,1	-	681,5	32,66	155,4	-	4,39	0,210
ХУ+ТНУ	500,0	33,37	681,5	32,66	301,2	-	-	0,219
ТНХУ	500,0	33,49	681,5	32,66	181,5	2,76	3,76	0,364

Из таблицы видно, что эксергетический КПД совместной выработки тепла и холода в ТНХУ в  $\frac{0,364}{0,229} = 1,6$  раза выше эксергетического КПД раздельной выработки тепла в ТНУ и холода в ХУ и требует на получение такого же количества тепла и холода в  $\frac{301,2}{181,5} = 1,66$  раза меньше затрат электрической энергии.

**Выводы.** Совместная выработка тепла и холода в ТНХУ в термодинамически более совершенна, чем раздельная в ТНУ и ХУ и является перспективной для комплексного решения проблем теплоснабжения и кондиционирования воздуха в шахтах.

## Перечень ссылок

1. Эксергетические расчеты технических систем : Справочное пособие [Текст] / В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, Я.Я. Карчев и др.; Под ред. А.А. Долинского и В.М. Бродянского. – К. : Наук. думка, 1991. – 360 с.

**Мельничук А. С., аспирант**

(ПАО «НИИГМ им. М.М. Федорова», г. Донецк, Украина).

## **ВЛИЯНИЕ КОРРОЗИИ МЕТАЛЛА НА УСТАЛОСТНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КОРЕННОГО ВАЛА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ.**

Действующий парк подъемных машин, эксплуатируемых на шахтах угольной промышленности Украины, в своем большинстве существенно превысил нормативный срок службы, установленный заводом-изготовителем. В силу сложного экономического положения, сложившегося в стране, реальных перспектив обновления парка машин в настоящее время и ближайшие годы не предвидится.

В общем случае технический ресурс машины – это показатель долговечности, т.е. наработка машины от начала эксплуатации до наступления предельного состояния.

Применительно к шахтным подъемным машинам, находящимся в длительной эксплуатации, понятие технического ресурса получает различное толкование в зависимости от того, как выбирают начальный момент, в каких единицах измеряют продолжительность эксплуатации и что понимают под предельным состоянием машины.

Механическая часть подъемной машины состоит из ряда структурных единиц, функционально и комплексно связанных между собой. Среди структурных единиц машины базовой является коренной вал – неремонтопригодная конструкция с невозстановливаемым ресурсом, исчерпание которого вследствие усталостного старения металла несовместимо с дальнейшей эксплуатацией машины[1].

Существует много факторов влияющих на усталостную прочность металла, одним из которых является коррозия. При одновременном воздействии переменных напряжений и коррозионной среды возникает явление более интенсивного накопления усталостных повреждений, так называемая коррозионная усталость. Предел выносливости вследствие влияния коррозионной среды снижается в 3-6 раз и характеризуется коэффициентом:

$$K_{кор} = \frac{\sigma_{-1кор}}{\sigma_{-1}}$$

где  $\sigma_{-1кор}$  - предел выносливости материала в коррозионной среде,  $\sigma_{-1}$  - предел выносливости материала в воздушной среде.

Следует заметить, что влияние коррозии с ростом предела прочности стали усиливается, а предел выносливости в условиях коррозионной среды не зависит от предела выносливости.

Количество циклов нагружения вала и коррозионно-усталостная прочность [2] непосредственно связаны между собою, при расчетах на усталостную прочность и остаточный ресурс коренного вала необходимо учитывать количество циклов нагружения в коррозионной среде.

При коррозионной усталости в поверхностных слоях металла коренного вала шахтных подъемных машин возникают внутрикристаллические трещины, они являются результатом избирательной коррозии. Около небольших местных повреждений поверхности создается концентрация напряжений, причем на дне коррозионной полости возникает максимальное напряжение. Дно полости имеет отрицательный потенциал, что приводит к более интенсивному развитию коррозии на

дне коррозионной плоскости. Чем больше сроки эксплуатации подъемной машины, тем глубже и больше коррозионные трещины, следовательно, меньше усталостное сопротивление металла.

Коренные валы шахтных подъемных машин, подвергнутые длительной коррозии, дополнительное негативное влияние усталостная коррозия оказывает на концентраторы напряжений, такие как: галтельные переходы, шпоночные пазы и канавки, резьбовые отверстия и др.[3].

При длительном сроке эксплуатации подъемной машины изменяются расчетные коэффициенты концентрации напряжений, при которых рассчитывался коренной вал на прочность. На рисунке 1 представлен график изменения коэффициента концентрации напряжения в зависимости от коррозии.

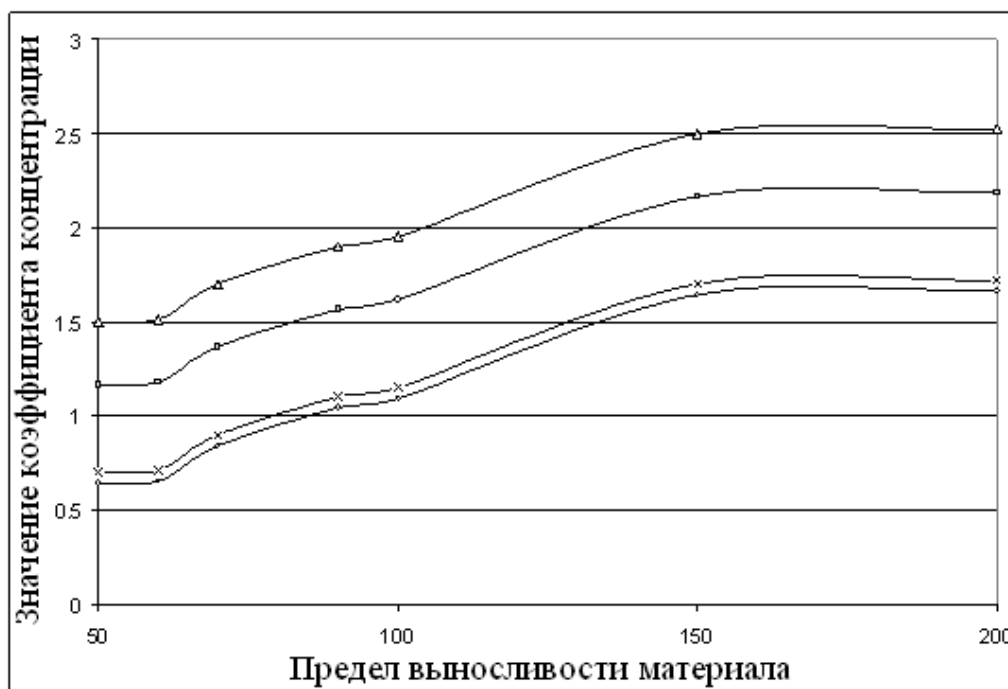


Рис. 1 Коэффициент концентрации напряжения галтельного перехода в условиях коррозии

Анализ графика показывает, что с повышением коррозионных отложений на поверхности концентратора напряжений значительно увеличивается коэффициент концентрации, следовательно, уменьшается запас прочности сечения.

Таким образом, при длительной эксплуатации подъемной машины уменьшается усталостная прочность коренного вала, как таковая, причем коррозия вала повышает концентраторы напряжений и уменьшает остаточный его ресурс, уменьшает срок эксплуатации подъемной машины.

### Список литературы

1. Серенсен С.В., Когаев В.Н., Козлов Л.А., Шнейдерович Р.М., Несущая способность и расчеты деталей машин, Машгиз, 1975.
2. Иванова В.С., Терентьев В.Ф., природа усталости металлов. М.: «Металлургия», 1975.
3. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991.

Пономарев С.Н., студент гр. ГМЕ-13-1с

Научный руководитель: Самуся В.И.; д.т.н., профессор

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

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМО-ПРУЖИННОГО ТОРМОЗА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

На многоканатных подъемных установках Донецкого машиностроительного завода устанавливаются тормоза с пневматическим пружинно-грузовым приводом, состоящим из соосных телескопических цилиндров пружинного (рабочего) и грузового (предохранительного) торможения [1]. Тормозное усилие при рабочем и стопорном торможении создается усилием предварительного сжатия пружин, собранных в виде блока, состоящего из трех секций.

Основными параметрами пневмо-пружинного тормоза являются [2]:

1. Расчетное усилие на угловом рычаге каждого привода тормоза, необходимое для обеспечения минимально допустимого запаса статической надежности тормоза при спуске-подъеме расчетного груза

$$Q_T = \frac{K \cdot M_{CT}}{\gamma \cdot i \cdot f \cdot \eta \cdot R_T},$$

где  $K$  - минимально допустимый коэффициент статической надежности тормоза при спуске-подъеме расчетного груза;  $M_{CT}$  - максимальный статический момент нагрузки;  $\gamma$  - количество тормозных приводов;  $i$  - передаточное число рычажного механизма;  $f$  - коэффициент трения колодок о тормозной обод;  $R_T$  - радиус тормозного обода;  $\eta$  - коэффициент полезного действия рычажной системы тормоза.

2. Расчетная величина затяжки пружинного блока

$$F(p) = \frac{Q_{Tmax} - g \cdot G_{II}}{Z},$$

где  $Q_{Tmax}$  - наибольшее из значений усилий;  $G_{II}$  - приведенная масса деталей подвижной системы одного тормозного привода;  $Z$  - жесткость пружинного блока;  $g$  - ускорение свободного падения.

3. Фактические параметры затяжки пружинного блока

$$F = H_{св} - H_{зат},$$

где  $F$  - фактическая величина затяжки пружинного блока;  $H_{св}$  - высота пружинного блока в свободном состоянии;  $H_{зат}$  - высота пружинного блока в затянутом состоянии при заторможенной машине.

4. Тормозной момент, создаваемый фактически затянутыми пружинными блоками при спуске-подъеме расчетного груза

$$M_T = [g \cdot \gamma \cdot G_{II} + Z(F_{II} + F_{II})] \cdot i \cdot f \cdot \eta_T \cdot R_T,$$

где  $F_{Д}$  и  $F_{П}$  - фактическая величина затяжки пружинного блока соответственно левого и привода привода тормоза.

5. Фактический коэффициент статической надежности тормоза (рабочего и предохранительного):

- при подъеме расчетного груза 
$$K = \frac{M_T}{M_{CT}};$$

- при обрыве каната 
$$K'' = \frac{M''_T}{M''_{CT}}.$$

Рабочее торможение применяется для стопорения подъемной машины в требуемом положении во время технологических пауз и управления скоростью движения шкива трения. Однако опыт эксплуатации действующих многоканатный подъемных установок показал, что часть наиболее серьезных аварий на шахтах Украины произошла из-за неправильного применения тормоза. Особенно опасно резкое наложение тормозного момента при большой скорости, что приводит к проскальзыванию головных канатов по шкиву трения.

Обеспечение безаварийности при резком торможении достигается тем, что этот процесс производят в несколько ступеней. На первой ступени тормозной момент увеличивают до значения, соответствующего условиям нескольжения канатов для наиболее опасного режима, каким обычно является спуск груза. На второй ступени тормозной момент оставляют постоянными и равным максимальному значению на первой ступени. Продолжительность второй ступени определяется от конца периода нарастания момента на первой ступени до остановки шкива трения. На третьей ступени момент увеличивают без ограничения интенсивности его нарастания до максимального значения, соответствующего стопорению подъемной машины.

В случае резкого включения рабочего тормоза напряжение на выходе полупроводниковых выпрямителей падает до нуля. При скорости движения подъемной машины большей, чем безопасная скорость резкого торможения, напряжение с выхода тахогенератора преобразуется в блоке ограничения тормозного момента и подается на обмотку управления регулятора давления. Поскольку напряжение на базе транзистора постоянно и определяется параметрами резисторов и стабилитрона, падение его на эмиттерно-коллекторном переходе транзистора обеспечит стабильное значение напряжения на обмотке управления, а также плавное нарастание тормозного момента до максимального значения, необходимого при стопорении.

Регулировка предела ограничения тормозного момента определяется из условий обеспечения коэффициента безопасности против скольжения канатов по футеровке для подъемных машин со шкивом трения и зависит от параметров подъемной установки, а ее соответствие допустимому моменту устанавливается резистором.

Применение усовершенствованной системы торможения позволяет повысить безопасность эксплуатации шахтных многоканатных подъемных установок с пневмо-пружинным приводом тормоза.

### Список литературы

1. Белобров, В.И. Тормозные системы шахтных подъемных установок [Текст] : Учебн. пособие / В.И. Белобров, В.Ф. Абрамовский, В.И. Самуся. – Киев : Наук. думка, 1990. – 176 с.
2. Бежок, В.Р. Шахтный подъем [Текст] : Научно-производственное издание / В.Р. Бежок, В.И. Дворников, И.Г. Манец, В.А. Пристром. – Донецк: ООО «Юго-Восток, Лтд», 2007. – 624 с.



**Трибухин А.В., старший научный сотрудник**  
(ПАО “НИИГМ им. М.М. Федорова”, г. Донецк, Украина).

## АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА КОНТРОЛЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ МЕЖДУ КАНАТАМИ МНОГОКАНАТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

Для нормальной работы многоканатной подъемной установки необходимо, чтобы общая концевая нагрузка достаточно равномерно распределялась между всеми головными канатами. Неравномерность натяжений канатов возникает преимущественно из-за неизбежных различий их длин и радиусов навивки приводного шкива. Перегруз одного из канатов при нижнем положении подъемного сосуда не должен превышать 15% [1]. Ранее нормировалась предельно допустимая величина перегруза ( $\leq 25\%$ ) одного из канатов при верхнем положении подъемного сосуда. В силу отсутствия средств контроля этого параметра эта норма была исключена, хотя такой контроль необходим и он производится косвенно. Для контроля распределения нагрузки между головными канатами в настоящее время применяется волновой метод в сочетании с методом меток [1]. Основными недостатками существующих методов контроля являются значительные затраты времени и зависимость качества контроля от квалификации обслуживающего персонала. Предлагаемая система позволяет исключить эти недостатки и повысить надежность эксплуатации многоканатных ПМ.

Система контроля распределения нагрузки между головными канатами предназначена непрерывного контроля и отображения на дисплее усилий в головных канатах, определения величины относительного перегруза канатов, определения параметров регулировки длин и радиусов навивки канатов, архивирования данных.

Система состоит из измерительного оборудования с датчиками усилий, вмонтированных в подвесные устройства каждого каната, и системы обработки данных. Контроллер измерения усилий натяжения канатов обеспечивает непрерывный съем и передачу в режиме реального времени данных на центральный процессор системы управления. Эти данные являются исходными для отображения на дисплее в режиме реального времени и расчета величин перегруза канатов, а также параметров регулировки длин и радиусов навивки канатов в случае превышения предельно допустимой величины перегруза. Расчеты параметров регулировки длин канатов и радиусов их навивки производятся по специальным алгоритмам, разработанным на основании закономерностей формирования усилий в канатах при движении сосудов в стволе.

Отклонения усилий в канатах поднимающейся и опускающейся ветвей от их средних значений при перемещении сосудов в стволе шахты описываются следующими зависимостями [2]:

$$\Delta P_i^{nd} = G_{cp} \left( \ln \frac{H_0}{H_0 - x} - \frac{h_0}{H_0 + h_0} \ln \frac{H_0}{h_0} \right) \frac{\Delta R_i}{R_{cp}} - G_{cp} \frac{\Delta L_i}{H_0 + h_0}, \quad (1)$$

$$\Delta P_i^{on} = -G_{cp} \left( \ln \frac{H_0}{H_0 - x} - \frac{h_0}{H_0 + h_0} \ln \frac{H_0}{h_0} \right) \frac{H_0 - x}{h_0 + x} \cdot \frac{\Delta R_i}{R_{cp}} - G_{cp} \frac{\Delta L_i}{H_0 + h_0}, \quad (2)$$

где  $\Delta P_i^{nd}$  - отклонение усилия в  $i$ -м канате поднимающейся ветви от среднего арифметического значения усилий всех канатов;  $\Delta P_i^{on}$  - то же для  $i$ -го каната опускающейся ветви;  $R_{cp}$  и  $\Delta R_i$  - соответственно среднее арифметическое значение радиусов навивки канатов по шкиву трения и отклонение радиуса навивки  $i$ -го каната от этого значения;  $\Delta L_i$  - отклонение длины  $i$ -го каната ветви от среднего арифметического значения длин всех канатов ветви;  $G_{cp}$  - средняя жесткость

головных канатов;  $H_0$  - длина ветви канатов от машины до подъемного сосуда при его нижнем положении;  $h_0$  - длина канатов от машины до подъемного сосуда при его верхнем положении;  $x$  - координата, определяющая положение подъемного сосуда в стволе шахты.

В качестве примера приведем без обоснования один из возможных алгоритмов расчета разности длин канатов с учетом, что регулирование длин возможно только укорочениями канатов, т.е. выравниванием с самым коротким канатом. Устранение неравномерности распределения нагрузки, вызываемое различиями длин канатов, необходимо производить по результатам измерений усилий в канатах при нижнем положении подъемного сосуда, где разность радиусов навивки канатов не оказывает существенного влияния.

Алгоритм расчета разности длин канатов сводится к следующему. Измерить усилия в канатах при нижнем положении порожнего подъемного сосуда. По полученным результатам определить наиболее нагруженный канат, и обозначить усилие в нем  $P_{\max}$ . Пользуясь формулой

$$\delta L_i = -\frac{H_0}{EF} \cdot \frac{a+1}{a} (P_i - P_{\max}),$$

где  $E$  - модуль продольной упругости, одинаковый для всех канатов;  $F$  - суммарная площадь поперечных сечений всех проволок каната;  $\frac{H_0}{h_0} = a$ ;  $\delta L_i$  - превышение длин канатов над самым коротким канатом.

В случае, если  $\delta L_i > \delta L_{\text{дон}}$ , - укоротить канат.  $\delta L_{\text{дон}}$  рассчитывается исходя из того, что перегруз одного из канатов при нижнем положении подъемного сосуда не должен превышать 15% [1].

Пример одного из возможных алгоритмов для определения разности радиусов навивки канатов  $\delta R_i$ :

- сделать 2-3 перегона порожних сосудов для достижения установившегося распределения усилий в канатах;

- после достижения установившегося распределения усилий в канатах поднять подъемный сосуд в заданную точку А и измерить усилия  $P_{iA}^{nd}$  в канатах ветви; продолжить подъем подъемного сосуда до некоторой заданной точки В и сделать то же самое, определив  $P_{iB}^{nd}$ ;

- используя специальные формулы определить отклонения радиусов навивки канатов  $\delta R_i$ ;

- сравнить каждое  $\delta R_i$  с допускаемой разницей в радиусах навивки канатов  $\delta R_{\text{дон}}$ .

Если  $\delta R_i > \delta R_{\text{дон}}$ , то проточить футеровку соответствующего ручья.

Для упрощения проверки радиусов навивки канатов приведенным выше способом рекомендуется за точку А принять нижнее положение сосуда (т.е.  $x_1 = 0$ ), а за точку В - середину высоты подъема.

### Список литературы:

1. СОУ 10.1-00185790-002-2005 Правила технической эксплуатации угольных шахт.
2. Алгоритм расчета параметров регулировки распределения нагрузки между головными канатами шахтной многоканатной подъемной установки /Трибухин А.В./Гірнична електромеханіка та автоматика: Наук. – техн. зб. – 2012. – Вип. – С.

Хаерзянов Д.Р., студент гр. ГМЕ-13-1с, Оксень Ю.И., к.т.н., доц.

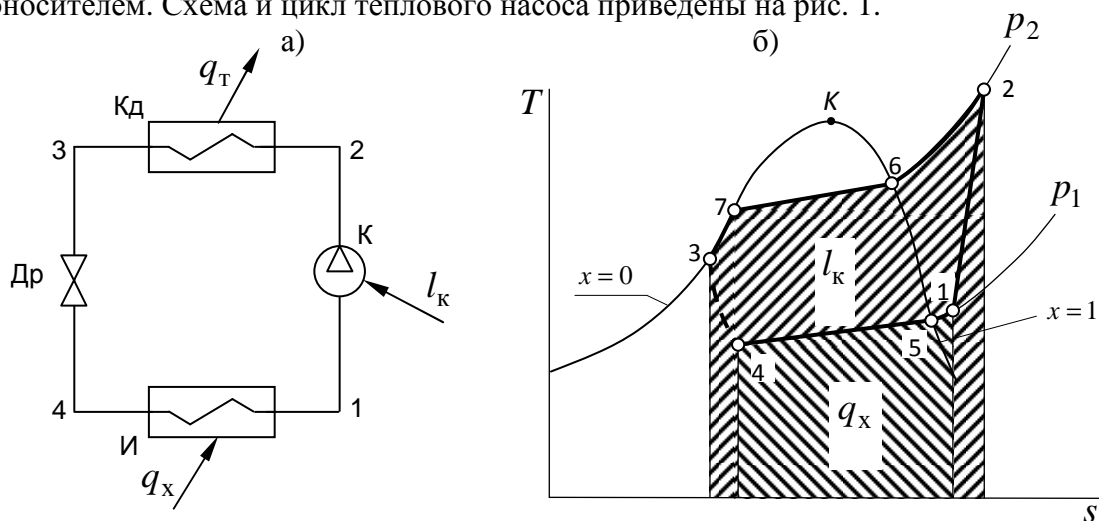
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

### МЕТОДИКА РАСЧЕТА МАКСИМАЛЬНО ЭФФЕКТИВНОГО ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ С УЧЕТОМ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ИСПАРИТЕЛЕ И КОНДЕНСАТОРЕ

В настоящее время перспективным направлением в решении проблем теплоснабжения является применение теплонасосных технологий [1]. Тепловые насосы являются дорогостоящими машинами, поэтому при их проектировании необходимо принимать такие параметры, которые обеспечивали бы высокую энергетическую эффективность и приемлемую стоимость. Значительная доля в стоимости тепловых насосов принадлежит теплообменным аппаратам – испарителю и конденсатору. Обычно теплообменные аппараты проектируют таким образом, чтобы обеспечить передачу необходимого теплового потока при малых гидравлических потерях. Однако в случае тепловых насосов стремление снизить потери давления в испарителе и конденсаторе не всегда приводит к повышению энергетической эффективности установки в целом, так как снижение потерь давления этих аппаратах компенсируется увеличением перепада давления на дросселе. Анализ показывает, что до определенных пределов потери давления на участках кипения хладагента в испарителе и конденсации его в конденсаторе не оказывают влияние на величину коэффициента трансформации тепла, т.е. на энергетическую эффективность теплового насоса и только при превышении этих пределов она начинает снижаться.

Целью данного исследования являлась разработка методики расчета наибольших потерь давления на участках фазовых переходов испарителе и конденсаторе, при которых энергетическая эффективность теплового насоса будет максимальной.

Рассматривался парокompрессионный тепловой насос, работающий по циклу с перегревом пара в испарителе и переохлаждением конденсата в конденсаторе, причем перегрев достигается охлаждаемым холодоносителем, а переохлаждение нагреваемым теплоносителем. Схема и цикл теплового насоса приведены на рис. 1.



К – компрессор; И – испаритель; Кд – конденсатор; Др – дроссель;  
 $q_T$ ,  $q_x$  и  $l_k$  – удельные тепло-, холодопроизводительность и работа компрессора

Рис. 1. Схема (а) и термодинамический цикл (б) теплового насоса

На рис. 1 цикл изображен для случая, когда потери давления в испарителе и конденсаторе отсутствуют, и процессы изменения состояния хладагента в них являются изобарными. Точки 1 – 4 цикла соответствуют точкам 1 – 4 на схеме теплового насоса.

При построении максимально эффективного цикла с учетом потерь давления в испарителе и конденсаторе в качестве опорных параметров принимаем температуру хладагента  $t_1$  и  $t_3$  в точках 1 и 3, перегрев  $\Delta t_{sh}$  пара, выходящего из испарителя, максимально возможную температуру хладагента на входе в испаритель  $t_{4\max}$  по условию теплового взаимодействия с охлаждаемым холодоносителем, потери давления в испарителе и конденсаторе на участках движения хладагента в паровой фазе  $\Delta p_{5-1}$  и  $\Delta p_{2-6}$ , а также изоэнтропный КПД компрессора.

Анализ показывает, что без изменения удельных тепло-, холодопроизводительности и работы компрессора давление на выходе из конденсатора можно снижать до давления насыщенной жидкости  $p_{sat}(t_3)$  при температуре  $t_3$ , а давление на входе в испаритель повышать до давления, если  $p_{4\max} \leq p_{sat}(t_3)$ . В соответствии с этим, наименьшее давление хладагента на выходе конденсатора  $p_{3\min}$  и наибольшее на входе в испаритель  $p_{4\max}$ , при которых эффективность цикла будет максимальной, определяются по следующей методике:

$$\begin{aligned} p_{3\min} &= p_{sat}(t_3), \\ h_3 &= h_{sat}(t_3), \\ t_5 &= t_1 - \Delta t_{sh}, \\ p_5 &\leq p_{sat}(t_5), \\ p_1 &= p_5 - \Delta p_{5-1}, \\ h_4 &= h_3, \\ p_{4a} &= p(t_{4\max}, h_4), \\ p_{4\max} &= \min(p_3, p_{4a}). \end{aligned}$$

Соответственно, предельные потери давления в испарителе и конденсаторе на участках кипения и конденсации хладагента, не приводящие к снижению эффективности цикла

$$\begin{aligned} \Delta p_{4-5} &= p_{4\max} - p_5, \\ \Delta p_{6-3} &= p_6 - p_{3\min}. \end{aligned}$$

**Выводы.** Разработана методика расчета величин потерь давления хладагента в испарителе и конденсаторе теплового насоса, в пределах которых его эффективность не изменяется и будет максимальной.

### Перечень ссылок

1. Samusya, V. Heat pumps for mine water waste heat recovery / V. Samusya, Y. Oksen, M. Radiuk // Proceedings of the international scientific and technical conference “Mining of mineral deposits”, Taylor & Francis group, – London, UK. – 2013. – P. 153–157.

Хворостяной Н.Н., аспирант

Научный руководитель: Кириченко Е.А., д.т.н., профессор

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

## РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОТКАЧКИ ШАХТНОЙ ВОДЫ В ВИДЕ ВОДОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Прямая схема водоотлива, которая при равных условиях имеет ряд преимуществ перед ступенчатой схемой, имеет свои пределы применения, которые обусловлены высокими давлениями в нижних сечениях напорного трубопровода. Одним из практических способов снижения давления в нагнетательных трубопроводах насосных установок может быть организация водоотлива в виде водовоздушной смеси [1], плотность которой меньше плотности воды, что и обеспечивает желаемый эффект.

Поэтому целью настоящей работы является разработка методики определения основных рабочих параметров, предложенной водоотливной установки. Алгоритм расчета рабочих характеристик главным образом основан на математической модели описывающей процессы движения одно и двухфазных сред, в проточных частях многосекционного центробежного насоса и математической модели внешней сети установки приведенных в работе [1].

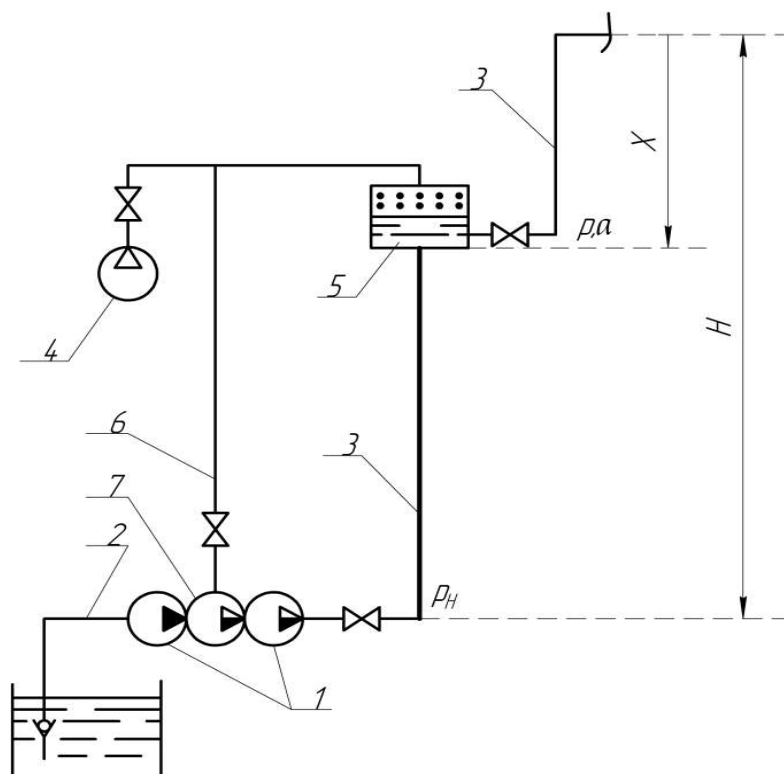


Рис.1 Схема насосной установки

Насосная установка осуществляющая предлагаемый способ шахтного водоотлива включает следующие составляющие: многоступенчатый насос 1 с всасывающим 2 и нагнетательным 3 трубопроводами, компрессор 4, расположенный в промежуточном сечении нагнетательного трубопровода, аккумулятор пневмоэнергии 5, соединенный

дополнительным трубопроводом 6 с промежуточной ступенью 7 насоса 1 и компрессором 4. При этом все сообщенные с аккумулятором 5 трубопроводы снабжены управляемыми задвижками.

Согласно предлагаемому способу отделяемый от жидкости в аккумуляторе сжатый воздух вновь подается в промежуточную ступень насоса и цикл повторяется. Таким образом, основная часть нагнетательного трубопровода заполнена водовоздушной смесью, плотность которой меньше плотности воды, что и обеспечивает снижение давления в нижнем сечении этого трубопровода.

Для нахождения величины приращения напора последовательно рассматриваются ступени насоса работающего только на воде с использованием стандартных методик, тогда как для ступеней насоса перекачивающих двухфазную смесь используется уравнения учитывающие особенности процесса прокачки водовоздушной смеси. Уравнение, характеризующее отношение напоров насоса при прокачке одно- и двухфазной среды приведено ниже.

$$\frac{\Delta H_{TP}}{\Delta H_{SP}} = 1 - \frac{\Delta H_{\alpha} + \Delta H_s + \Delta H_w}{\Delta H_{SP}}.$$

Здесь  $\Delta H_{SP}$  – приращение напора для однофазного потока;  $\Delta H_{TP}$  – приращение напора для двухфазного потока, а  $\Delta H_w$ ,  $\Delta H_{\alpha}$ ,  $\Delta H_s$  – потери напора, обусловленные увеличением скорости, изменением истинного объемного газосодержания и скоростью скольжения соответственно.

Таким образом, становится возможным, определить величину создаваемого напора всего насоса, вычислив приращение напора части насоса перекачивающей только воду, а также ступеней перекачивающих водовоздушную смесь.

Для определения подачи насосной установки необходимо совместно решить систему уравнений, состоящую из характеристик внешней сети и насосного агрегата соответственно

$$\begin{cases} H_n = f(Q) \\ H_c = I(Q) \end{cases} \quad (42)$$

где  $H_n$  – напор насоса;  $H_c$  – напор необходимый для работы на данную сеть.

Анализ выполненных контрольных расчетов в широком диапазоне изменения исходных данных указывает на отсутствие ощутимого снижения производительности насосной установки, вследствие того, что снижение напора рабочих колес насоса перекачивающих водовоздушную смесь, как правило, компенсируется уменьшением геодезической высоты характеристик внешней сети.

### Список литературы

1. Кириченко В.Е., Хворостяной Н.Н. Разработка комплексной математической модели насосной установки для откачки шахтной воды в виде водовоздушной смеси // Збагачення корисних копалин. – Дніпропетровськ 2013. – №52. – С.115-129.
2. Кириченко Е. А., Евтеев В. В. Об одном альтернативном способе организации водоотлива глубоких шахт // Научный вестник НГУ. – Серия Горная механика и машины, 2004. – №7. – С.51-55.
3. Пат. 61294 України, F04F1/00, F04F1/20, E21F17/00. Спосіб підйому багатокомпонентної суміші з великих глибин і насосна установка для його реалізації / Кириченко Є.О., Чеберячко І.М., Євтеев В.В., Шворак В.Г., Кириченко В.Є. – Опубл. 25.06.2007, Бюл. № 9.

**Червонный А.В., студент гр. ГРмм-10**

**Научный руководитель: Кириченко Е.А., д.т.н., профессор**

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

## **ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ПРОДОЛЬНОГО УДЛИНЕНИЯ ШАХТНОГО ТРУБОПРОВОДА НА АМПЛИТУДУ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА**

На современном этапе развития угледобычи увеличения глубин разработки, приводит к росту длин трубопроводов шахтных водоотливных комплексов, что в свою очередь ставит задачу обеспечения безопасности насосных установок от гидравлических ударов.

Тема работы актуальна, так как гидравлический удар крайне опасен в нагнетательном трубопроводе большого диаметра (300/500 мм), а также при большой геодезической глубине шахт[1]. Примерно 20% общего числа простоев на гидрошахтах происходит по причине разрушения водоводов. Значительная часть этих разрушений вызвана гидравлическим ударом[2].

Эта проблема решается различными способами, к некоторым из них можно отнести разделение участков трубопровода на секции с установкой обратных клапанов-вставок, закрепление трубопроводов в железобетонные тумбы, включение в гидравлическую сеть вакуумных бочек и так далее.

Цель работы – оценить влияние увеличения амплитуды давления за счет увеличения продольной деформации трубопровода, на работоспособность средств борьбы с гидравлическим ударом.

В работе исследовано влияние осевых перемещений трубы на интенсивность гидравлического удара при быстрой потере нагрузки. Эти перемещения происходят из-за продольных напряжений, возникающих в стенках трубы под действием ударной волны. Напряжения могут быть очень велики вызывая значительные перемещение конца трубы. Установлено, что даже при малом перемещении конца трубопровода величина перепада давления может существенно отличаться от рассчитанной по формуле Н.Е. Жуковского, что является важным научным и практическим результатом.

Был произведен расчет приращения перепада давления при осевом перемещении границ трубопровода, водоотливных систем ш. Алмазная ООО «ДТЭК Добропольеуголь» и ш. им. А.А. Скочинского ГП «ДУЭК». Превышение максимального перепада давлений над значениями, полученными по формуле Н.Е. Жуковского, составили на шахте Алмазная 10%, а на шахте имени Скочинского 7,5%.

Разработаны рекомендации по выбору средств борьбы с гидравлическими ударами, с учетом увеличения давления при продольном перемещении границ трубопровода [2].

### **Перечень ссылок**

1. Тимошенко Г.М. Научные основы проектирования и эксплуатации насосных установок в переходных процессах. –М.: Недра 1986. – 77с.
2. Кириченко Е.А., Гоман О.Г., Корсун Ф.А., Романюков А.В. Исследование параметров гидроудара в рамках виртуальной электрической модели // Науковий вісник НГУ – 2006. -№6.

**Ширин С.Д., студент гр. ГРммС-12-3, Холоменюк М.В., к.т.н., доцент**  
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

### **ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ТИПА НАСОСОВ ДЛЯ ГЛАВНОГО ВОДООТЛИВА ШАХТЫ ИМ. Н.И. СТАШКОВА «ДТЭК ПРАВЛОГРАДУГОЛЬ»**

Шахта им. Н.И.Сташкова относится к шахтам высокой водообильности. Главная водоотливная установка шахты располагается на горизонте 225 м. В насосной камере установлено 10 насосов, из которых 5 насосов типа ЦНС 300-300 и 5 насосов типа ЦНСШ 300-290. Привод насосов – асинхронные трехфазные короткозамкнутые электродвигатели типа ВА02-450LA4 мощностью  $N=400$  кВт. Вода на поверхность откачивается по трем водоотливному ставам  $D_{\text{в}} 300$  мм, проложенным по вспомогательному стволу. Два трубопровода рабочие, один – резервный. Всасывающие трубопроводы смонтированы из таких же труб. Приток воды на горизонте – нормальный  $1100 \text{ м}^3/\text{ч}$ , максимальный –  $1320 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Минимально необходимая подача главного водоотлива составляет  $1584 \text{ м}^3/\text{час}$ .

Выполненные расчеты показали, что для обеспечения нужной подачи одновременно должны работать 6 из 10 имеющихся насосов, т.е. в настоящее время не в полной мере выполняется требование Правил безопасности в части уровня резервирования насосов.

В условиях главной водоотливной установки шахты насосы типа ЦНС 300-300 работают с низким КПД и в кавитационном режиме. Приводные двигатели работают с перегрузкой.

Для улучшения работы главного водоотлива целесообразно заменить насосы ЦНС 300-300 на современные высокопроизводительные насосы типа НСШ 410-270. При этом необходимая подача установки будет обеспечена при одновременной работе трех насосов, что упростит ее эксплуатацию.

При замене насосов необходимо увеличить диаметр всасывающего трубопровода до 402 мм. Это позволит исключить кавитацию при геометрической высоте всасывания до 4-х метров.

При замене насосов необходимо применить более мощные двигатели типа ВАО 560L-4 номинальной мощностью 630 кВт.

При замене насосов снижается среднегодовой расход электроэнергии на водоотлив на  $2,538$  млн кВт·час/год.



## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАРЕЗОНАНСНОГО ВИБРОКОНВЕЙЕРА ТИПА КВ1Т

Теория колебаний линейных механических систем с несколькими степенями свободы впервые была дана Лагранжем в его классическом труде “Аналитическая механика” (1788 г.). В нашей работе рассмотрены колебания механической системы с двумя степенями свободы и методика составления дифференциальных уравнений,

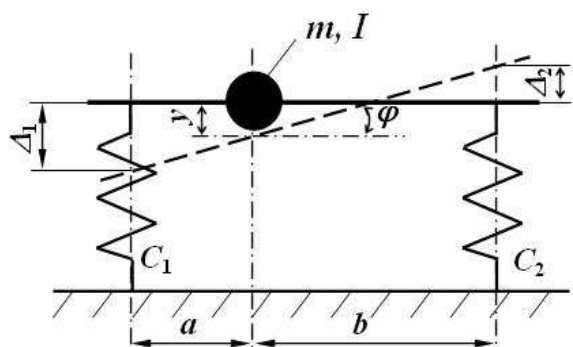


Рисунок 1 – Упрощенная динамическая расчетная схема

описывающих эти колебания. С помощью описанной методики нами было проведено исследование амплитудно-частотной характеристики вибрационной машины.

Принятая упрощенная динамическая расчетная схема приведена на рис. 1. На ней приняты следующие обозначения:  $C_1$ ,  $C_2$  – приведенные коэффициенты жесткости упругих элементов, установленных на неупругом основании;  $m$  – приведенная масса колеблющихся частей. Центр тяжести помещен на расстояниях  $a$  и  $b$ , соответственно, от левой и правой

упругих опор. Момент инерции колеблющихся частей относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести –  $I$ . Предполагается, что деформации колеблющихся частей пренебрежимо малы по сравнению с осадками опор, потому в расчетной динамической схеме горизонтальный стержень принимаем абсолютно жестким. Кроме того полагаем, что горизонтальные колебания системы невозможны. Такая система обладает двумя степенями свободы и описывается уравнениями Лагранжа 2<sup>-го</sup> рода. За обобщенные координаты соответственно принимаем вертикальные перемещения центра масс и угловые перемещения вокруг центра масс. При этом осадки упругих опор следующие:  $\Delta_1 = y + a\varphi$ ,  $\Delta_2 = y - b\varphi$ .

В результате подстановки соответствующих выражений для кинетической и потенциальной энергии системы в уравнение Лагранжа, приходим к системе дифференциальных уравнений 2<sup>-го</sup> порядка. Для интегрирования этой системы уравнений принимаются частные решения, подстановка которых в систему дифференциальных уравнений приводит к системе алгебраических уравнений (1).

$$\begin{cases} Y(C_1 + C_2 - mp^2) + F(C_1a - C_2b) = 0; \\ Y(C_1a - C_2b) + F(C_1a^2 + C_2b^2 - Ip^2) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где  $Y$  – амплитуда вертикальных колебаний центра масс,  $F$  – амплитуда угловых колебаний вокруг центра масс,  $p$  – частота собственных колебаний системы.

На основе полученных аналитических зависимостей было проведено исследование колебаний одномассной вибрационной машины – зарезонансного виброконвейера типа КВ1Т, который используется для подачи материала на сравнительно небольшие расстояния (до 5 м). Конвейеры типа КВ1Т состоят из транспортирующей трубы, установленной или подвешенной на упругих элементах и вибровозбудителя.

Наиболее полной характеристикой вибромашины является ее амплитудно-частотная характеристика (АЧХ), которую можно построить только для случая возмущенного

движения – вынужденных колебаний. Методика построения амплитудно-частотной характеристики следующая. 1. Составляются уравнения частот собственных колебаний (1) – это уравнения без правых частей. Амплитуду из этих уравнений определить невозможно, т. к. она зависит исключительно от начальных условий. На основании системы составляется определитель, из которого и находится собственная частота колебаний. 2. Добавляются правые части, соответствующие вынуждающим силам. Получаем уравнения вынужденных колебаний

$$\begin{cases} Y(C_1 + C_2 - mp^2) + F(C_1a - C_2b) = M_{cm}\omega^2 \sin(\omega t) \sin \alpha; \\ Y(C_1a - C_2b) + F(C_1a^2 + C_2b^2 - Ip^2) = M_{cm}\omega^2 \sin(\omega t) e. \end{cases} \quad (2)$$

Правая часть уравнений (2) описывает возмущающую силу. У виброконвейера она определяется дебалансным вибровозбудителем и для расчета необходимо знать статический момент дебаланса. Статический момент  $M_{cm}$  – это произведение неуравновешенной вращающейся массы на расстояние от оси вращения до центра масс этой вращающейся массы. В справочнике по вибромашинам приведены только эксплуатационные характеристики. Поэтому недостающие данные были взяты либо из конструкторской документации, либо рассчитывались отдельно. 3. Решаются полученные уравнения (2), изменяя при этом частоту возмущающей силы, которая лежит в диапазоне от 0 до максимального значения, равного частоте колебаний вибратора (1500 об/мин или 157 рад/с). Систему алгебраических уравнений (2) решали численно в среде MathCAD. Таким образом, результатом вычислений была таблица, состоящая из значений частоты вынуждающей силы  $\omega$  и амплитуд вертикальных и угловых колебаний  $Y$  и  $F$ , соответственно. На основании полученных расчетов построена АЧХ, приведенная на рис. 2.

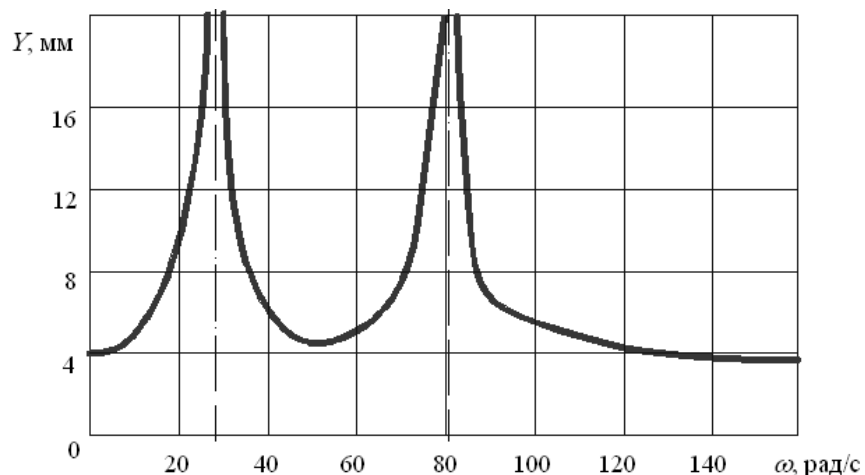


Рисунок 2 – Амплитудно-частотная характеристика виброконвейера типа КВ1Т

Амплитудно-частотная характеристика – полная характеристика колебательной системы, в том числе она несет в себе информацию о частотах собственных колебаний системы. Это видно по резонансным пикам – они соответствуют частотам собственных колебаний. Из рис. 2 видно, что число резонансов равняется двум, что соответствует числу степеней свободы системы и числу ее собственных частот. Эксплуатационный режим работы конвейера находится за двумя пиками резонансов в области максимального значения частоты вынуждающей силы.

#### Перечень ссылок

1. Яблонский А.А. Курс теоретической механики.- М.: Высшая школа.-Ч.2.-1971.- 487с.

Самуся С.В., к.т.н., научный сотрудник

(ИГТМ им. Н.С. Полякова НАН Украины, г. Днепропетровск, Украина)

## РАЦИОНАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ МОБИЛЬНОЙ 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 и Правил технической эксплуатации регламентируют основные требования к режимам торможения, выполнить которые можно только при правильном выборе параметров и наладке тормозного привода и его системы управления.

Для аварийно-спасательной подъемной машины АСПМ-6,3 применен гидропружинный радиальный колодочный привод тормоза, который создает затормаживающее усилие предварительно сжатыми пружинными блоками при выпуске масла из тормозного цилиндра.

В состав подъемной установки АСПУ-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. Минимальное тормозное усилие для вертикального одноконцевого подъема определяется как

$$F_m \geq 3F_{cm},$$

где  $F_{cm} = (Q + \rho l_k)g$  - максимальное статическое усилие в верхнем сечении каната;  $Q$  - расчетная масса концевой груза;  $\rho$  - линейная плотность каната;  $l_k$  - максимальная длина отвеса каната.

Результаты экспериментальных исследований режимов предохранительного торможения мобильной подъемной установки АСПУ-6,3, проведенные на шахте им. Калинина ГП "Донецкуголь", свидетельствуют о выполнении указанных требований нормативных документов. Так, например, быстроедействие тормоза, определяемое временем холостого хода и временем срабатывания, не превышает максимальных значений  $t_{xx} \leq 0,3c$  и  $t_{cp} \leq 0,8c$ . Кратность тормозного усилия для максимальной статической нагрузки составляет  $\gamma = 3,2$ , что позволяет обеспечить максимальное замедление при торможении поднимающейся груженой клетки –  $4,73 \text{ м/с}^2$  и минимальное замедление для опускающейся клетки –  $2,66 \text{ м/с}^2$ .

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. При этом величина среднего замедления подъемной установки, как при предохранительном, так и при рабочем (в экстренных случаях) торможении при подъеме расчетного груза для вертикальных подъемных установок не должна превышать  $5 \text{ м/с}^2$ .

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.

Поэтому обязательным условием обеспечения безопасности эксплуатации мобильной подъемной установки является правильная наладка максимального тормозного усилия, обеспечивающая ненабегание подъемного сосуда на канат в режиме подъема груза при выполнении требований к кратности тормозного усилия и минимальному замедлению для режима спуска расчетного груза.

Для этого необходимо определить максимальное тормозное усилие с учетом допустимого замедления при подъеме:

$$F_m \geq [a_n] \cdot m_i - F_{cm} ,$$

где  $[a_n]$ - допустимое замедление из условий ненабегания сосуда на канат;  $m_i$  - приведенная масса движущихся элементов подъемной установки;  $F_{cm}$  - максимальное статическое усилие в верхнем сечении каната.

Используя полученное максимальное значение тормозного усилия необходимо проверить выполнение условий:

$$\gamma = \frac{F_m}{F_{cm}} \geq 3,$$

$$a_{cm} = (F_m - F_{cm}) \cdot m_{np} \geq 1,5 \text{ м/с}^2 .$$

Если эти условия выполняются, то необходимо рассчитать величину затяжки пружинного блока гидropружинного привода тормоза:

$$H_{\sigma} = \frac{F_m - gG_n}{z} ,$$

где  $F_m$  - необходимое тормозное усилие;  $G_n$  - масса подвижных деталей привода тормоза, участвующих в предохранительном торможении;  $z$  - жесткость пружинного блока (по данным завода-изготовителя);  $g$  - ускорение свободного падения.

При большой глубине подъема и, соответственно, большой массе каната по отношению к массе концевого груза необходимо применять систему избирательного торможения, что дает возможность прикладывать максимальное тормозное усилие только при снижении скорости барабана до минимальной скорости резкого торможения.

Как показывает анализ конкретных условий применения мобильной подъемной установки АСППУ-6,3, такая необходимость возникает при глубинах подъема более 900...1000 м и вынужденном применении в качестве подъемного сосуда легкой проходческой бадьи. В этом случае после размещения подъемной установки около шахтного ствола согласно проекту ее применения необходима дополнительная наладка пружинного блока привода тормоза.

Установлено, что уменьшение массы концевого груза, увеличение длины струны и уменьшение угла ее наклона приводят к значительному увеличению амплитуды колебаний струны каната. Используя полученные зависимости, по разработанной методике можно на стадии проектирования обосновать рациональную компоновку размещения оборудования подъемной установки, обеспечивающую эффективное и безопасное ее применение при аварийно-спасательных и ремонтных работах в шахтных стволах.

Получены зависимости допустимых замедлений при торможении в режиме подъема груза для различных соотношений длины отвеса каната, массы концевого груза и длины струны каната с учетом и без учета динамических процессов в струне каната. Анализ полученных зависимостей свидетельствует о том, что учет влияния динамики струны снижает величину допустимых замедлений на 7...12%, причем, это влияние усиливается при уменьшении длины отвеса каната и массы концевого груза.

При использовании мобильной подъемной установки для глубоких шахт из-за усиления влияния динамических процессов в отвесе каната выполнение требований Правил безопасности  $a_n \leq 5 м/с^2$  обеспечивает ненабегание клетки на канат только до глубины подъема 800 м, а бадьи – до 480 м. Так, например, для глубины подъема 1200 м допустимые замедления при подъеме клетки и бадьи составляют  $3,56 м/с^2$  и  $2,48 м/с^2$ , соответственно.

Разработанная методика выбора рациональных параметров режимов торможения позволяет обеспечить правильную наладку тормозного привода из условий ненабегания подъемного сосуда на канат в режиме подъема груза при выполнении требований к кратности тормозного усилия и минимальному замедлению для режима спуска расчетного груза.

Применение разработанной методики специалистами проектных организаций и горноспасательной службы позволит обеспечить эффективное и безопасное применение мобильной подъемной установки АСППУ-6,3 при ликвидации последствий аварий в шахтных стволах и эвакуации людей с подземных горизонтов.