

МАТЕРИАЛЫ УРАЛЬСКОЙ ГОРНОПРОМЫШЛЕННОЙ ДЕКАДЫ

14-23 апреля 2008 г.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ВИБРАЦИОННЫЕ РЕЗОНАНСНЫЕ МАШИНЫ С ИМПУЛЬСНЫМ ЛИНЕЙНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

АФАНАСЬЕВ А. И.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Одним из направлений совершенствования техники и технологии в последние годы явилось существенное увеличение выпуска машин, имеющих меньшее энергопотребление и большую эффективность рабочего процесса. Вибрационные машины широко используются в различных отраслях промышленности: для транспортирования сыпучих грузов, классификации различных материалов, уплотнения смесей, разрушения материалов (вибромельницы), интенсификации технологических процессов и т. д. Практически все вибрационные машины работают в зарезонансной зоне с относительно небольшой (до 5-6 мм) амплитудой и частотами более 15 Гц. Этот режим работы характеризуется относительно большими непроизводительными затратами энергии. В настоящее время при постоянном росте цен на электроэнергию вопросы энергосбережения приобретают все большую актуальность.

Механикам известно, что для возбуждения резонансных колебаний любой системы затрачивается минимальное количество энергии, а установившаяся амплитуда определяется демпфирующими свойствами системы. Классический пример этому – катастрофа Такомакского моста в 1940 г. в США, когда постоянный ветер, имеющий относительно небольшую скорость, вызвал резонансные изгибно-крутильные колебания элементов моста и их разрушение.

Учитывая особенности колебательных процессов в резонансной зоне, нами были проведены исследования по обоснованию параметров вибрационных машин: вибропитателей, грохотов, уплотнителей сыпучих материалов и т. п. В частности, были разработаны и изготовлены грохот для классификации различных материалов с крупностью до 1 мм и уплотнитель шихты лигатуры. Эти машины работают на относительно низких частотах (до 10 Гц) и больших амплитудах (15-30 мм).

На кафедре горнопромышленного транспорта УГГУ в 2006-2007 гг. были проведены испытания резонансного грохота. Транспортированию и разделению подвергались различные горные породы крупностью до 40 мм. В результате испытаний установлено, что наиболее эффективным является классификация относительно мелких фракций (-5 мм). Эффективность классификации класса -0,5 мм была более 9 %. На рис. приведена фотография опытного образца промышленного трехпродуктового грохота с изменяемой резонансной частотой в пределах от 2 до 9 Гц. Вибровозбудителем являются два линейных импульсных двигателя с векторным управлением. Сенсорный датчик обеспечивает подачу движущего импульса при определенном положении рабочего органа – короба с ситами.

Удельная средняя производительность резонансных грохотов соизмерима с удельной производительностью применяемых в настоящее время инерционных зарезонансных грохотов, а на фракциях меньше 0,5 мм она существенно больше.

При промышленных испытаниях виброуплотнителя нами было установлено, что на низких частотах получить требуемое уплотнение шихты практически невозможно, так как максимальное ускорение не превышало g . Поэтому было предложено установить в колебательную систему ограничители хода. Они позволили существенно повысить максимальные ускорения и, соответственно, получить необходимую плотность шихты. Регулируя параметры ограничителей хода, можно получить заданную плотность для всего номенклатурного ряда шихты.

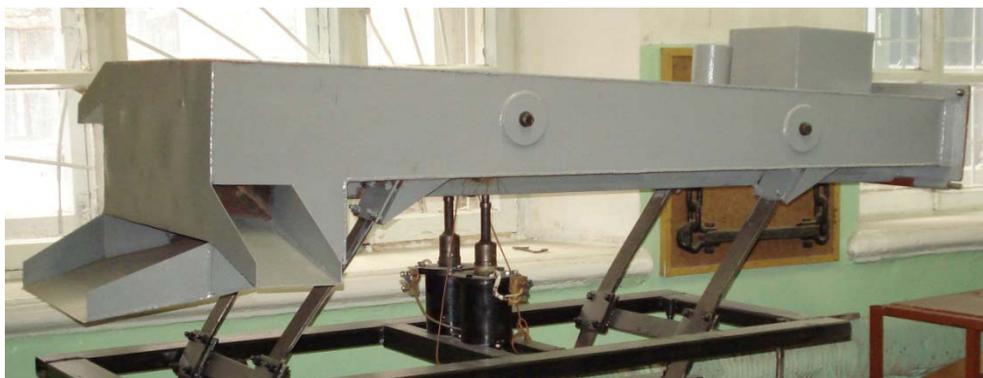


Рис. Резонансный трехпродуктовый грохот с импульсными линейными двигателями

Вывод. Резонансные классификаторы машины имеют соизмеримую с зарезонансными машинами производительность и более высокую эффективность грохочения мелких классов сыпучих материалов

ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ УДАРНЫЕ УСТРОЙСТВА В ГОРНОМ ДЕЛЕ И ПРОМЫШЛЕННОСТИ

САИТОВ В. И.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет

В народном хозяйстве, в частности в горной промышленности, строительстве при выполнении различных технологических операций требуются механические импульсы различного уровня энергии.

Традиционно для выполнения таких операций используются гидравлические и пневматические устройства, преобразующие гидравлическую и пневматическую энергию в механические импульсы.

Предлагаются альтернативные устройства, основанные на прямом преобразовании электрической энергии в механические импульсы различной частоты и уровня энергии. Их преимущества, основанные на новых технических решениях, заключаются в следующем:

- простота конструкции: практически отсутствуют детали и узлы с высокой степенью чистоты и точности обработки, отсюда высокая надежность;
- низкая материалоемкость: масса наших установок в 1,3-1,5 раза меньше отечественных и зарубежных аналогов;
- низкая стоимость и простота обслуживания при эксплуатации за счет отказа от гидравлических и пневматических систем.

Эти устройства перспективны для применения во многих отраслях промышленности таких, например, как:

- в горном деле:
 - при дроблении негабаритов в процессе ведения горных работ открытым и подземным способом;
 - для активизации рабочих органов горных машин при безвзрывных технологиях ведения горных работ;
 - в качестве приводных устройств в резонансных виброгрохотах;
- в строительстве:
 - при рытье котлованов и траншей, в скальных и полускальных грунтах;
 - для забивки свай;
- в металлургии:
 - для отделения шламовых образований в ковшах для разлива металлов;
 - могут быть использованы для разрушения старых фундаментов при реконструкции предприятий и, наконец, это удобный, многофункциональный ручной инструмент.

Электромолот может навешиваться в качестве сменного оборудования на гидравлические экскаваторы, погрузчики, бульдозеры и другое оборудование.

В последнее время разработаны предложения по использованию этих механизмов в технологиях извлечения штучного камня.

Что касается устройств, которые могут быть использованы как при разрушении негабаритов, так и при извлечении, обработке, например, блочного камня, то предлагаются следующие типоразмеры ударных устройств (см. табл.). Выделенные курсивом типоразмеры прошли опытные испытания и готовы к промышленному освоению. Индекс "В" означает, что устройство работает с частотой больше 1 Гц. Эти устройства могут использоваться как средства для активизации рабочих органов горных машин как вибровозбудители с программируемой частотой возбуждающего импульса и, наконец, как ручной инструмент промышленного назначения.

Размерный ряд электромагнитных импульсных устройств

Параметры	ЭММ-50В	ЭММ-150В	ЭММ-500В(И)	ЭММ-2000В(И)	ЭММ-10И	ЭММ-20И	ЭММ-30И
Энергия удара, Дж	50	150	500	2000	10000	2000	30000
Частота ударов, 1/мин.	420	420	5-420	5-420	5-10	5-10	5-10
Мощность, кВт	2,2	4,0	0,5-12	4-30	1,6-2,5	2,5-5	4-8
Масса, кг	12	25	100	400	1600	2500	5400

Применительно к обработке облицовочного камня эти устройства могут быть использованы для обработки штучных блоков и т. п. Индекс "И" означает импульсный характер работы устройства с частотой не более 2-3 Гц. Они могут быть использованы в основном для разрушения негабаритов при переработке некондиционных отходов.

К настоящему времени на основе устройств вибрационного типа разработаны и проведены технологические исследования рабочих процессов резонансных грохотов. Грохоты могут использоваться для грохочения минерального сырья на обогатительных фабриках, предприятиях строительных материалов и горно-химического сырья.

Характерными особенностями конструкции грохотов являются:

- электрический возбудитель вибраций индукционного типа, обеспечивающий высокую интенсивность процесса;
- автоматическое поддержание резонанса при изменении технологической нагрузки;
- широкий диапазон регулирования параметров (частоты и амплитуды, угла установки сит), что позволяет выбрать оптимальный режим грохочения для конкретных условий эксплуатации.

Грохоты обеспечивают высокую эффективность классификации тонкодисперсных материалов. Так, например, эффективность выделения из асбестовой руды класса крупностью $-0,3...+0,1$ мм на грохоте ГЭР-600 составила 98 % при удельной производительности порядка 1,4 т на метр квадратный в час.

Мы открыты к сотрудничеству, наши специалисты учтут условия конкретного заказчика, помогут выбрать рациональные параметры установки и сопрягаемого оборудования.

СТЕПЕНЬ ВЛИЯНИЯ КОРРОЗИЙНОСТИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ПОТОКОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ВАЛОВ ГЛАВНЫХ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

КОПАЧЕВ В. Ф.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Известно, что под действием коррозии существенно снижается износостойкость и сопротивление усталости элементов и узлов горных машин. Особенно значительно воздействие коррозии шахтных вентиляционных потоков на медноколчеданных месторождениях, агрессивное воздействие которых зачастую приводит к преждевременному наступлению этапов структурных кризисов комплексов всасывающих главных вентиляторных установок (ГВУ).

Следует отметить, что в настоящее время в технической литературе нет рекомендаций и методик расчета деталей машин на долговечность, учитывающих процессы коррозии поверхностных слоев металла. Но так как процессы коррозии протекают во времени, такие методики могут быть разработаны. К числу внешних факторов, существенно влияющих на условия эксплуатации ГВУ, следует также отнести: средний уровень и амплитуду изменения температуры и атмосферного давления, влажность воздуха и среднее количество атмосферных осадков, а также скорость и направление ветра. Естественно, что воздействие климатических факторов и коррозионности вентиляционных потоков на работоспособность и долговечность машин носит комплексный характер и далеко не всегда может быть определено в явной форме. Поэтому для оценки степени влияния указанных факторов на долговечность ГВУ в первом приближении плодотворным может оказаться также и их раздельное рассмотрение.

В настоящей статье обсуждаются вопросы влияния коррозионности исходящих вентиляционных потоков на долговечность коренных валов вентиляторов главного проветривания (ВГП) комплексов всасывающих ГВУ и на этапы наступления структурных кризисов установок, представленных как сложные энергомеханические системы. Основой для такого обсуждения явились результаты экспертных обследований комплексов ГВУ с истекшим нормативным сроком службы с расчетными остаточными ресурсами ВГП, выполненных согласно методическим указаниям МУ15-2007.

Согласно данным МУ, уровень коррозионности вентиляционных потоков задается посредством коэффициента коррозии K_k , варьируемого в диапазоне 0,5-1,0.

Допустимое число рабочих циклов вала $N_{доп}$ в общем случае определяется по формуле

$$N_{доп} = \frac{10^m}{K_3},$$

где K_3 – коэффициент запаса (1,4-1,6); m – показатель степени, определяемый из кривой усталости по зависимости:

$$m = 14 - 7 \frac{\sigma_{\max экв}}{K_k \sigma_{-1}} \cdot K_{\sigma},$$

Где $\sigma_{\max экв}$ – максимальное эквивалентное напряжение нагрузочного цикла вала, σ_{-1} – предел выносливости материала вала при изгибе; K_{σ} – коэффициент асимметричности цикла.

При этом остаточный ресурс $N_{ост}$ ВГП по фактору усталостной прочности вала определится как разность

$$N_{ост} = N_{доп} - N_{факт},$$

где $N_{факт}$ – фактическое число отработанных циклов вала.

Результаты компьютерного анализа указанного подхода к оценке $N_{ост}$ для вентилятора ВЦД-47 "Север" ВС-1 рудника "Октябрьский" ГМК "Норильский никель" с истекшим нормативным сроком службы приведены на рис.

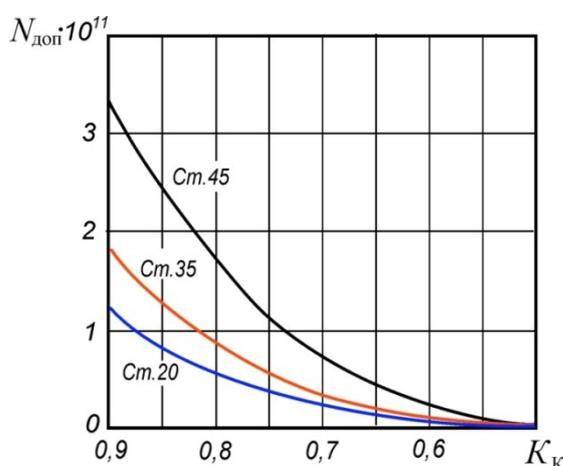


Рис. Допустимое число рабочих циклов вала вентилятора в зависимости от уровня коррозионности вентиляционных потоков

Анализ рис. показывает, что участки вала, обтекаемые воздухом с повышенным значением $K_k = 0,6-0,7$, обладают значительно меньшей долговечностью по сравнению с участками вала, не обтекаемыми шахтным воздухом ($K_k = 0,9-0,95$), что несет в себе первопричину наступления этапов структурных кризисов.

ВЛИЯНИЕ СТРУНЫ КАНАТА НА ТЯГОВУЮ СПОСОБНОСТЬ МНОГОКАНАТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН СО ШКИВОМ ТРЕНИЯ

НЕВОЛИН В. В.
ОАО "Уралмеханобр"

ПОПОВ Ю. В.
ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Очевидно, что в случае наземного расположения многоканатной подъемной машины появляется ряд особенностей, требующих отдельного рассмотрения и закрепления. Схема подъема при наземном расположении подъемной машины значительно отличается от схемы подъема при башенной установке подъемной машины. В схеме появляется ряд новых элементов, в частности, копровых шкивов, струны каната (рис. 1). Эти элементы вносят новые реалии, которые не учитываются в существующих методиках расчета.

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

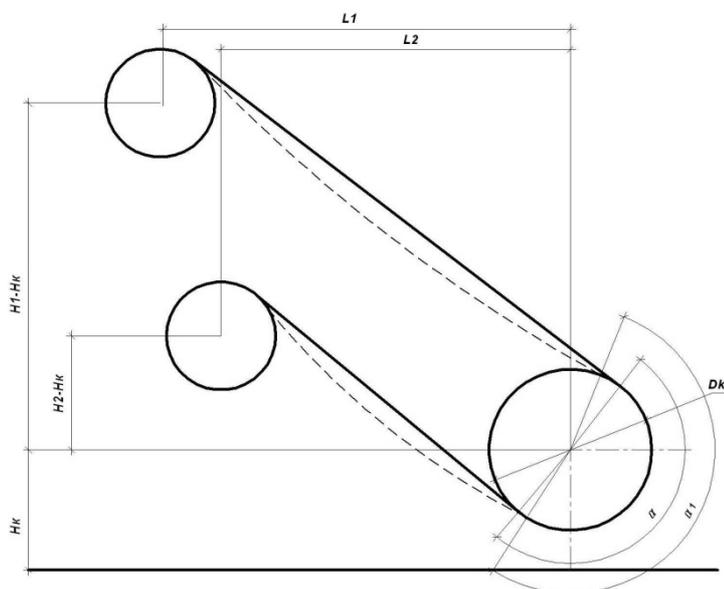


Рис. 1. Схема подъема при наземном расположении многоканатной подъемной машины

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

Величина провисания каната под собственным весом при допущении, что погонный вес каната g равномерно распределяется не по длине кривой каната, а по хорде пролета, может определиться с достаточной точностью методом параболы по приведенной ниже схеме (рис. 2).

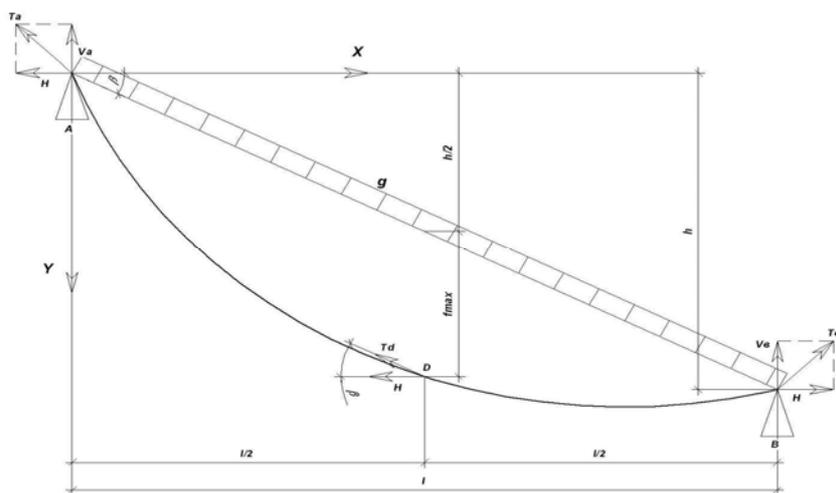


Рис. 2. Расчетная схема для вычисления значения провисания струны каната

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

где g – погонный вес каната; H – горизонтальная составляющая натяжения каната; β – угол наклона хорды струны каната к горизонту; x – координата точки каната.

Провисание каната оказывает влияние на угол обхвата канатоведущего шкива, кроме того, такое провисание в статическом положении подъемной машины может вызывать колебания струны каната при различных режимах работы подъемной установки.

Влияние обозначенных факторов на тяговую способность подъемной машины требуют более детального рассмотрения и дальнейших исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Найденко И. С., Белый В. Д. Шахтные многоканатные подъемные установки. – Москва: "Недра", 1979.
2. Дукельский А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. – Москва: "Машиностроение", 1966.

ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНО-АКТИВНЫХ ВЕЩЕСТВ НА ИЗНОС ВИБРОУПРОЧНЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКОВОЙ ОПОРЫ БУРОВЫХ ДОЛОТ

БОЯРСКИХ Г. А., МЕРЗЛЯКОВ А. А.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Из практики применения трехшарошечных буровых долот известно, что их долговечность во многом зависит от износостойкости подшипниковой опоры [1]. Предлагаются множество способов повышения долговечности долот, но широкого применения не находят. Это вызвано или низкой эффективностью, или отсутствием учета спецификации технологий изготовления и высокой стоимостью их реализации [2]. Следовательно, существует задача по повышению долговечности отечественных долот с минимальными затратами.

Экспериментальными исследованиями, в рамках данной работы, было установлено, что применения при вибрационной обработке различных ПАВ (поверхностно-активных веществ) и присадок к ним дают дополнительный прирост поверхностной износостойкости материалов шарошки в 1,2-1,4 раза.

При лабораторных испытаниях материала шарошек (кольцо – 22ХНЗМА, колодка – 16ХНЗНМА) проверено четыре различных присадки к ПАВ, использованных при виброобработке, и оценено влияние каждой из них на абразивное изнашивание на специальном стенде (рис. 2).

Подготовленные к испытаниям кольца были разбиты на 5 технологических вариантов, в каждом из которых принято по 4 представителя.

Кольца каждого варианта (кроме базового) были упрочнены в вибромашине (рис. 1) с амплитудой колебания контейнеров 2-3 мм в течение 60 мин. с применением соответствующих ПАВ и присадок к ним, после чего, согласно схеме (рис. 2), проводились испытания. После каждых 3 км пути трения кольца промывались и взвешивались на аналитических весах.

Для определения величины износа колец был принят метод оценки по потере их массы в зависимости от длины пути (проходки), которая была принята равной 50000 оборотов шпинделя установки (около 15 км). Результаты эксперимента заносились в рабочий журнал испытаний (см. табл.). По результатам испытаний построены кривые износа колец по горной породе (рис. 3).

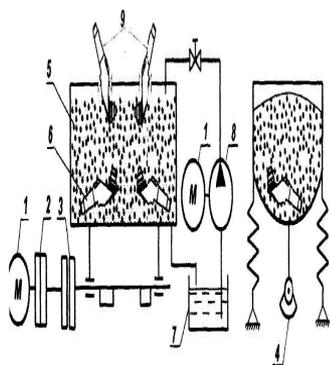


Рис. 1. Схема вибрационной установки

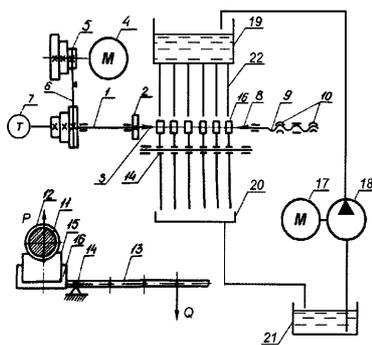


Рис. 2. Стенд абразивного изнашивания

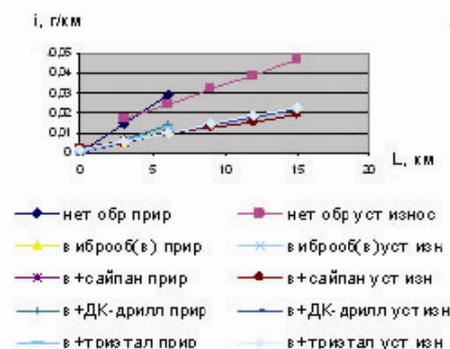


Рис. 3. Кривые износа колец

На участке приработки зависимость износа от пути описывается уравнением вида

$$\Delta m = i \cdot L, \tag{1}$$

где i – интенсивность изнашивания, г/км, L – путь изнашивания, км.

$$\Delta m = \Delta m_{см} + i \cdot L, \tag{2}$$

где $\Delta m_{см}$ – смещение функции по вертикали.

Функции были аппроксимированы методом наименьших квадратов.

Результаты испытаний образцов

Образец	Без виброоб.	Виброоб.	0,1% ДК-дрилл	1% Триэтаноламин	0,1% Сай-пан	
Путь, м	0	53,48305	53,9251	53,70895	53,2765	53,05773
	3000	53,46383	53,91753	53,69983	53,26845	53,05093
	6000	53,4575	53,9151	53,69733	53,26533	53,04845
	9000	53,45113	53,91128	53,6944	53,2621	53,0451
	12000	53,44405	53,90753	53,69095	53,2582	53,04205
	15000	53,4364	53,90285	53,6869	53,2536	53,0382

Исследования показали, что наибольший эффект вибрационная упрочняющая обработка с применением указанных присадок к ПАВ дает в период приработки материала шарошки, тем самым увеличивая время эксплуатации шарошки в период установившегося износа.

Для опробования данных технологических вариантов виброобработки в условиях эксплуатации целесообразно изготовление опытной партии буровых долот и проведение сравнительных промышленных испытаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Боярских Г. А, Симисинов Д. И. Основные направления создания и совершенствования буровой техники и инструмента для проходки взрывных скважин // Сб. материалов Межд. научно-техн. конф. – Екатеринбург: УрО РАН. – 2005. – С. 90-94.
2. Симисинов Д. И. Сравнительные оценки эффективности упрочнения элементов опоры шарошечных долот. – Екатеринбург: Известия УГГГА, 2003. – С. 15-18.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДРАГЛАЙНА

ГОЛОВНЕВА Т. П.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

При расчетах металлоконструкций экскаваторов-драглайнов должны задаваться нагрузки на стрелу. Автором предложена математическая модель рабочего процесса драглайна, которая позволит определять требуемые нагрузки.

В модели реализованы два варианта задания траектории перемещения ковша при движении на разгрузку и в забой: координатами точек концов отрезков, формирующих траекторию; отношением скоростей подъема и тяги. Траектории по этим вариантам показаны на рис.

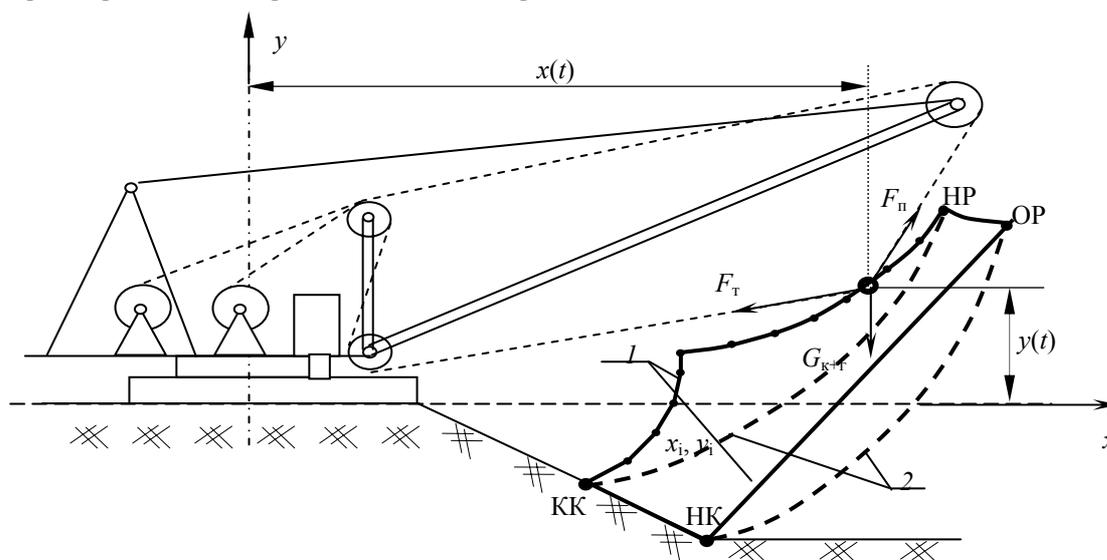


Рис. Схема к расчету параметров экскаватора-драглайна:

1 – траектория заданием координат отрезков; 2 – траектория отношением скоростей НК, КК, НР, ОР – точки начала и конца копания, начала и конца разгрузки; x_i, y_i – координаты i -й точки траектории; $x(t), y(t)$ – текущее положение ковша

Модель построена по блочному принципу и включает блоки работы приводов подъема, тяги и поворота; копания; транспортирования ковша на разгрузку и в забой.

Моменты на валах двигателей в блоках приводов определяются по статическим механическим характеристикам. Они будут переменными по мере изменения скорости при разгоне. Блоки работы приводов обеспечивают имитацию работы механизмов при задании управляющих сигналов. Для механизма поворота задается сигнал, равный единице, обеспечивающий возможность разгона до номинальной скорости. Это следует из того, что лимитирующим в продолжительности цикла является механизм поворота. Для механизма подъема сигнал рассчитывается по условию совмещения операций перемещения ковша механизмами подъема-тяги за время поворота. Сигнал для механизма тяги по первому варианту рассчитывается по условию перемещения ковша по заданной траектории, а по второму варианту – по условию совмещений поворота платформы и транспортирования ковша.

В блоке копания обеспечивается расчет усилий копания по мере наполнения ковша, причем скорость перемещения рассчитывается в блоке работы привода тяги. Усилие в подъемном канате при копании определяется по силе тяжести подъемных канатов.

В блоках транспортирования рассчитываются координаты положения ковша, усилия в подъемных и тяговых канатах. При расчете усилий учитываются силы тяжести груженого (при движении на разгрузку) или порожнего (при движении в забой) ковша, силы тяжести канатов, инерционные и центробежные силы от поворотного движения платформы.

Для проверки возможности реализации введенной траектории в блок транспортирования введены выражения расчета зон растяжки и саморазгрузки.

Таким образом, разработанная модель обеспечивает возможность расчета скоростей и усилий в подъемных и тяговых канатах в течение рабочего цикла.

ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ СХЕМ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ БУРОВОЙ ВЫШКИ

КАПАНИН Н. В., САВИНОВА Н. В.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Залежи нефти, находящиеся на небольшой глубине от поверхности, уже иссякли, чтобы добывать столь важный энергоресурс сегодня, требуется увеличивать глубины бурения скважин. С ростом глубины скважины возрастает и требуемая нагрузка на металлоконструкции, и мощности силовых агрегатов, и масса пакета свечей.

Для создания новых буровых вышек производителям необходимы значительные капиталовложения на проектирование и производство. В свою очередь, предприятия, осуществляющие бурение на нефть и газ, имеют в своем арсенале значительный перечень оборудования. Поэтому встает вопрос о модернизации существующих конструкций вышек, что позволит сэкономить и материальные ресурсы, и время.

Цель работы состоит в проведении исследований геометрических схем башенной буровой вышки, позволяющих увеличить грузоподъемность существующих металлоконструкций. При этом предложенные схемы не должны привести к увеличению массы и времени монтажа вышки. В процессе выполнения работы осуществлена попытка поиска оптимальной структуры башенной буровой вышки.

Начальный этап исследований включал в себя анализ работы металлоконструкции вышки ВБ-53-320 при различных условиях эксплуатации.

Проверочный расчет производился методом конечных элементов в среде автоматизированного проектирования АРМ *Win Machine* в модуле *APM Structure3D*, имеющем сертификат соответствия Госстроя России № 03111087. Виртуальная модель создавалась КЭ в виде стержней и пластин.

Полученные в результате конечно-элементного расчета карты напряжения дали представление о напряженно-деформированном состоянии металлоконструкции вышки. Были выявлены элементы, уровень недогруда которых при максимальной величине нагрузки составлял около 30 %.

Второй этап исследований посвящен выявлению влияния поперечных элементов (количества секций) на устойчивость башенной вышки. Были рассмотрены восемь моделей, первая состояла из одной секции, последняя из восьми. Нагрузка на жесткие несущие элементы и гибкие элементы для каждого случая составляли: 4 МН (400 т) и 40 МПа (напряжение при растяжении) соответственно. Согласно нормативным документам, коэффициент запаса устойчивости не должен быть менее 1,5 (СНиП II-23-81), с этой точки зрения наилучшим вариантом являются модели с 5 и 6 секциями, они же имеют наименьшую металлоемкость. На выбор секционности вышки влияют и размеры несущих сегментов. Для удобства транспортировки длина не должна превышать 10 м. Также ограничение на размер длины секции накладывает и монтажное оборудование, имеющееся в распоряжении потребителя.

На третьем этапе исследовалось влияние величины растягивающей нагрузки, приложенной к гибким элементам конструкции. Расчеты производились на восьмисекционной модели. Величина растягивающего

усилия в значительной степени сказывается только на уровне напряжений в конструкции вышки, причем максимальные напряжения в гибких элементах начинают превышать напряжения в несущих элементах с величины растягивающей силы в 150 кН. Таким образом, важным является ограничение величины растягивающей нагрузки (не более 50 кН), возникновение которой возможно при монтаже вышки.

Заключительная часть исследований состоит в подборе структуры вышки, работающей в разных климатических условиях и разных ветровых регионах. В настоящее время рассмотрены следующие варианты: традиционная структура вышки (с гибкими элементами) (рис., а), пирамидальные структуры из жестких элементов (рис., б) и структура с гибкими элементами (рис., в).

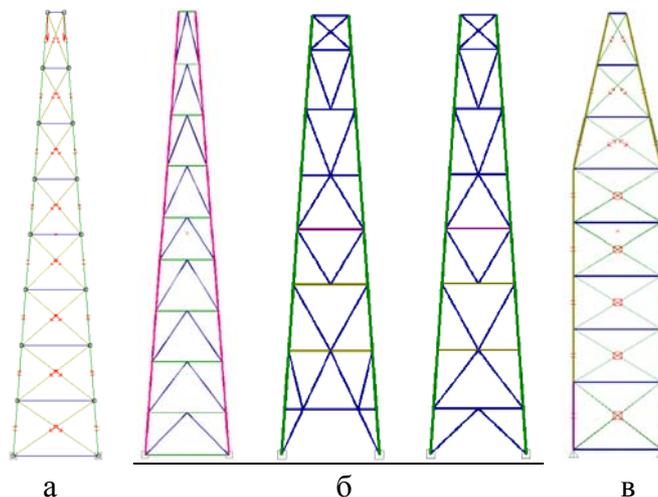


Рис. Структуры башенной вышки

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 16293-89 "Установки буровые комплектные для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения. Основные параметры".
2. Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности.
3. Островский А. И. Буровые сооружения: Методическое пособие. – Альметьевск: Альметьевский государственный нефтяной институт, 2004. – 92 с.
4. Кирсанов А. Н., Зиненко В. П., Кардыш В. Г. Буровые машины и механизмы. – М.: Недра, 1981.– 448 с.

ЧТО ТОРМОЗИТ РАЗВИТИЕ КОЙЛТЮБИНГА...?

НИГМАТУЛЛИН И. Б.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Койлтюбинг (*coiled tubing*) является одним из наиболее технологичных современных методов, используемых в области капитального ремонта скважин (КРС). Технология основана на использовании так называемых гибких безмуфтовых труб. В частности, установки койлтюбинга применяются для увеличения нефтеотдачи, особенно на зрелых месторождениях, а также используются для реанимирования старых нефтяных и газовых скважин.

По разным данным, в последние годы наблюдается годовой прирост числа агрегатов для выполнения КРС посредством "койлтюбинга" в диапазоне от 10 до 18 %.

Опыт эксплуатации койлтюбинговых агрегатов в нашей стране показал, что до настоящего времени наибольший эффект можно получить при выполнении наиболее простых в технологическом отношении операций. При их выполнении по традиционным технологиям с использованием колонн труб, собираемых с помощью резьбовых соединений, характерны:

- соизмеримость времени выполнения спуско-подъемных операций и собственно операций ремонта большинства скважин а, следовательно, и значительная доля трудоемкости первых;
- большие затраты материалов и времени на выполнение работ по глушению скважины и вызову притока после выполнения работ.

В нашей стране койлтюбинг используется при выполнении простых операций, связанных с нагнетанием в скважину технологических агентов (различных жидкостей, газа или пен) и не требующих спуска внутрискважинного оборудования. К этим операциям относятся:

- вызов притока посредством газирования жидкости, заполняющей скважину после ее глушения;
- промывка скважин с целью удаления пробок, образовавшихся в лифтовой колонне, на забое скважины;
- тепловая обработка призабойной зоны;
- кислотная обработка.

Ускорение выполнения простых операций и исключение работ по глушению и вызову притока, выполняемых по традиционным технологиям, позволяют существенно сократить время работ. Именно для этих целей используются койлтюбинговые агрегаты.

К преимуществам использования данной технологии можно отнести следующее:

- обеспечение герметичности устья скважины на всех этапах выполнения внутрискважинных операций;
- возможность осуществления работ в нефтяных и газовых скважинах без их предварительного глушения;
- отсутствие необходимости освоения и вызова притока скважин, в которых выполнялись работы с использованием колонны гибких труб;
- безопасность проведения спускоподъемных операций, так как в данном случае не нужно осуществлять свинчивание-развинчивание резьбовых соединений и перемещать насосно-компрессорные трубы на мостки;
- значительное улучшение условий труда работников бригад подземного ремонта при выполнении всего комплекса операций;
- сокращение времени при спуске и подъеме внутрискважинного оборудования на проектную глубину;
- соблюдение более высоких требований в области экологии;

Интенсивное развитие койлтюбинговой техники вовсе не означает ее универсальности. Существуют ограничения, тормозящие развитие койлтюбинга, обусловленные использованием гибких труб:

- комплекс имеет высокую начальную стоимость;
- сложность комплекса приводит к необходимости достаточно частого сервисного обслуживания и ремонта;
- снижается мобильность;
- невозможность вращения колонны, что усугубляет опасность прихвата инструмента;
- возникает необходимость в увеличении персонала обслуживающей бригады, и возрастают требования к его квалификации;
- высокая стоимость трубы при небольшом ресурсе приводит к резкому удорожанию единичного ремонта.

Таким образом, традиционный койлтюбинг могут позволить себе только достаточно крупные компании, имеющие мощную производственно-техническую базу, квалифицированных специалистов. Вышеперечисленные факторы приводят к тому, что применение технологии койлтюбинга для проведения "малобюджетных" ремонтов становится экономически неоправданным. Но, тем не менее, оценки многих экспертов говорят, что койлтюбинг будет становиться все более востребованным видом сервиса в ближайшие годы в России в условиях падения добычи на большинстве месторождений. Экономический эффект от использования койлтюбинга значительно превышает показатели эффективности традиционных методов КРС.

ВЛИЯНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИМЕСЕЙ НА РАБОТУ УСТАНОВОК ЭЛЕКТРОПРИВОДНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ (УЭЦН)

ПРОСКУРЯКОВА А. В., ЛАГУНОВА Ю. А.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

При эксплуатации нефтяных скважин с большим дебитом наиболее целесообразно применение центробежных насосов.

Центробежный насос спускается в скважину под уровень жидкости на насосно-компрессорных трубах и приводится в действие расположенным под ним электродвигателем, электроэнергия к которому подводится по специальному кабелю. Расположение приводящего двигателя непосредственно у насоса позволяет передавать ему большие мощности.

При средних и больших отборах жидкости (100-500 м³/сут. и более) центробежные насосы – наиболее экономичный и наименее трудоемкий в обслуживании вид оборудования для подъема пластовой жидкости.

Скважинные центробежные насосы предназначены для подъема жидкости с содержанием в ней воды не более 99 %, механических примесей (по массе) не более 0,01 %, с температурой не более 90 °С. Насосы повышенной износостойкости допускают содержание механических примесей (по массе) до 0,05 %. Для подъема из нефтяной скважины жидкости с повышенной коррозионной активностью применяются скважинные центробежные насосы, основные детали которых изготовлены из коррозионноустойчивых материалов [2].

Неполадки при работе скважин, оборудованных УЭЦН, осложнения в добыче нефти, в основном связаны с отложениями солей, АСПО (асфальто-смоло-парафинистые отложения), выпадением песка и т. д., в результате которых происходит поломка оборудования. Отложение парафина или солей в НКТ происходит при уменьшении устьевого давления с повышением затрубного давления; образование песчаной пробки – при уменьшении давления на устье и затрубного давления – при больших перепадах давления.

Содержащиеся в пластовой жидкости смолы, асфальтены и парафин откладываются на поверхностях, соприкасающихся с ней. К этим поверхностям относятся капилляры пласта и поверхность труб.

Наибольшую опасность с точки зрения уменьшения дебита скважины представляют отложения на стенках капилляров пласта, что может привести к необратимому снижению дебита скважины. Подобное явление может наблюдаться, прежде всего, в результате закачки холодной воды в пласт, содержащий, например, парафинистую нефть. Наиболее интенсивно отложение идет в призабойной зоне. Кроме того, отложение парафина на внутренней поверхности насосно-компрессорных труб приводит к уменьшению их проходного сечения, повышению гидродинамического сопротивления и даже к полной закупорке труб. Одним из способов депарафинизации скважин является прогрев и продувка труб паром.

Присутствие в добываемой нефти большого количества механических примесей затрудняет эксплуатацию скважин, повышает износ оборудования, усложняет обслуживание скважин, при этом возрастают эксплуатационные расходы. В этих условиях очень быстро изнашиваются детали верхней пяты вала насоса и участок вала насоса под сальником, снижается надежность гидрозащиты погружного двигателя. Примеси, содержащиеся в откачиваемой жидкости, различны в качественном и количественном составе: это могут быть продукты разрушения пласта или цементного кольца или принесенные с поверхности частицы различного состава. Однако влияние их на все насосы идентично: они забивают фильтры насосов, вначале уменьшая, а затем полностью прекращая поступление жидкости в насос, или действуют как абразив, ускоряя процесс износа элементов насоса или заклинивания их [1].

Отложения сульфидо-песчаного типа являются наиболее опасными для УЭЦН, так как по сравнению с отложениями другого типа вызывают интенсивный абразивный износ вращающихся деталей и, как следствие, преждевременный выход из строя установки, а в некоторых случаях – падение установки на забой.

Устранение причин отказов ЭЦН из-за попадания в его рабочие органы механических примесей возможно при применении разработанного в НГДУ "Туймазанефть" измельчающего устройства, которое монтируется в приемной части насоса. Устройство состоит из шнека, пружины, неподвижного диска, кулачка, кольца, ножей. При вращении вала насоса кулачок упирается в пружину и приводит во вращение кольцо с ножами. Ножи измельчают сравнительно нетвердые включения, например, кусочки парафина, смолистых отложений, а также волокнистые образования. Размельчение этих примесей происходит за один оборот вала. Если же в потоке жидкости встречается не поддающееся размельчению твердое тело, вращение ножей прекращается из-за упора одного из них в это твердое тело. Вал насоса вместе с кулачком начинает проворачиваться относительно кольца, преодолевая усилие пружины. Кулачок и пружина поочередно приводят ножи в возвратно-поступательное движение в радиальном направлении при помощи направляющих пазов. Зубцы ножей при этом работают как пилы. Шнек обеспечивает проталкивание частиц через диск, имеющий отверстия диаметром 2 мм [3].

Основные причины выхода из строя УЭЦН за последнее время остаются неизменными, так как условия работы УЭЦН тяжелые, а иногда – недопустимые. На это влияет высокая обводненность продукции, отложение солей, коррозионная агрессивность добываемой воды из-за старения месторождений, большой вынос механических примесей и песка в результате больших депрессий на пласт.

Рассматривая работу УЭЦН в целом, можно сказать, что при использовании ингибиторов коррозии и различных методов повышения нефтеотдачи, при хорошем обслуживании установки, при малых затратах, качественном ремонте, благоприятных геолого-промысловых условиях, а также системе поддержания пластового давления, можно добиться повышения производительности скважин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Акульшин А. И. Эксплуатация нефтяных и газовых скважин. – М.: Недра, 1989.
2. Ивановский В. Н. Нефтегазопромысловое оборудование. – Москва, 2006.
3. Каплан Л. С. Эксплуатация осложненных скважин центробежными электронасосами. – М.: Недра, 1994.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МНОГОКАНАТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ С ДВУМЯ И БОЛЕЕ ПОДЪЕМНЫМИ МАШИНАМИ НА ОДНОМ БАШЕННОМ КОПРЕ

ПОПОВ Ю. В., САДЫКОВ Е. Л.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Подъемные установки представляют собой сложную систему подвижных масс. Тенденция к увеличению производительности подъемных установок приводит к увеличению как массы поднимаемого груза, так и скорости его перемещения. Увеличение скоростей движения и массы поднимаемого груза становится причиной резкого возрастания нагрузок, воспринимаемых подъемной машиной и башенным копром. Традиционно, при проектировании подъемных установок методика проверки подъемной машины на воспринимаемые нагрузки учитывает лишь их статическую составляющую, без учета динамики процесса. С этой точки зрения, интерес представляет рассмотрение совместной работы двух и более многоканатных подъемных установок, машины которых установлены на одном башенном копре. Такая конструкция обладает частотой собственных колебаний копров с круглым сечением до 1,5 Гц, с квадратным сечением до 5 Гц [2], т. е. близкой к частоте колебаний, создаваемых работающими подъемными установками, что является усугубляющим фактором возникновения резонанса.

В случае, когда частота u вынуждающей силы совпадает с собственной частотой колебательной системы u_0 , происходит резкое возрастание амплитуды вынужденных колебаний – резонанс. Резонанс возникает из-за того, что при $u = u_0$ внешняя сила, действуя в такт со свободными колебаниями, все время сонаправлена со скоростью колеблющегося тела и совершает положительную работу: энергия колеблющегося тела увеличивается, и амплитуда его колебаний становится большой. Таким образом, для исключения возможности возникновения резонанса необходимо исключить равенство $u = u_0$.

В настоящее время отыскивается метод расчета подобной сложной системы, чтобы в дальнейшем перейти к более простой расчетной схеме с соответствующими ограничениями, которую можно будет использовать для динамических расчетов в практике проектирования.

Частоты собственных колебаний копра и его элементов определяются, исходя из расчетной схемы, учитывающей его индивидуальные конструктивные и технические особенности [5]. Рекомендуется круговые частоты собственных колебаний u_0 системы с любым количеством сосредоточенных масс (n -степеней свободы) определять из векового уравнения:

$$\begin{vmatrix} (M_1 \delta_{11} u_i^2 - 1) M_2 \delta_{12} u_i^2 & \dots & M_n \delta_{1n} u_i^2 \\ M_1 \delta_{21} u_i^2 & (M_2 \delta_{22} u_i^2 - 1) & \dots & M_n \delta_{2n} u_i^2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ M_1 \delta_{n1} u_i^2 & M_2 \delta_{n2} u_i^2 & \dots & (M_n \delta_{nn} u_i^2 - 1) \end{vmatrix} = 0,$$

где M – сосредоточенная приведенная масса; δ – перемещения масс; u – частота собственных колебаний.

Ввиду отсутствия методики определения возмущающей силы и ее графика (при различных режимах работы многоканатного подъема с несколькими машинами), естественно, и динамический расчет копра или его элементов произвести невозможно. Поэтому в настоящее время ведется работа, связанная с разработкой методов расчета на нагрузки, возникающие при работе подъема с двумя и более подъемными машинами. Результатом работы должны стать технические рекомендации и методика расчета таких систем, что позволит избежать использования излишних запасов прочности при проектировании подъема с обеспечением достаточной надежности и безопасности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Степанов А. Г. Динамика шахтных подъемных установок. – Пермь: УрО РАН, 1994. – 203 с.
2. Бежок В. Р., Дворников В.И., Манец И. Г., Пристром В. А. Шахтный подъем. – Донецк: 2007. – 630 с.
3. Нестеров П. П., Шолохова А. В. Многоканатный подъем в горной промышленности. – М.: Госгортехиздат, 1960. – 212 с.
4. А. с. 350744. Способ управления аварийным торможением / Степанов А. Г. и др. Бюл. № 27, 1972.
5. Андреев В. Е. Проектирование строительства и эксплуатация башенных копров. – М.: Недра, 1970. – 240 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ФОРМЫ ИНСТРУМЕНТА И ЭНЕРГИИ УДАРНОГО РАЗРУШЕНИЯ НЕГАБАРИТНОГО КУСКА ПОРОДЫ

БОЯРСКИХ Г. А., МАМОНТОВ Н. П., ФЕДОСЕЕВ А. П.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

До настоящего времени важнейшими проблемами для большинства горнодобывающих предприятий остаются повышение эффективности производства, конкурентоспособности выпускаемой продукции горнодобывающих предприятий и исключение воздействий на окружающую среду. Даже применением

прогрессивных способов ведения буровзрывных работ не удается полностью исключить выход крупной фракции (негабаритных кусков породы), о чем свидетельствует опыт разрушения крепких и особо крепких пород при ведении горных работ. Выход негабаритов от взорванной массы в зависимости от горно-геологических условий горных предприятий может изменяться от 2-3 % до 30-40 % [1]. Загромождение негабаритными кусками рабочей площадки ведет к снижению эффективности ведения горных работ.

В настоящее время накоплен достаточно большой практический и экспериментальный материал по различным способам воздействия на горные породы с целью их разрушения, как в массиве, так и отдельных кусков. Разрушение негабаритов осуществляется с использованием взрывчатых веществ (ВВ), как шпуровым способом (по данным ОАО "СОДА", расход ВВ составляет 0,1-0,3 кг/м³), так и накладными зарядами (расход ВВ – 2,5-3,0 кг/м³), и невзрывными способами, в основном это механическое разрушение, осуществляемое устройствами воздействия на разрушаемую среду сосредоточенными динамическими нагрузками.

Наиболее распространенным способом разрушения негабаритов является механический способ с использованием гидравлических и гидропневматических молотов. Ведутся исследования возможности более широкого применения других источников ударной энергии, альтернативных гидравлическому и гидропневматическому источникам – например, дизельных молотов, широко применяемых в строительстве, приспособленных для дробления негабаритных кусков породы.

В данном докладе приведены результаты вычислительного эксперимента по определению параметров формы инструмента и энергии ударного разрушения куска породы. Также для сравнительной оценки известных способов и средств разрушения в докладе рассмотрены их достоинства и недостатки. Работа, которую необходимо затратить на разрушение, зависит от многих факторов. Согласно [2], работу, необходимую для разрушения негабарита при динамическом многократном нагружении, можно определить следующим образом:

$$A_{\Sigma} = 4,423 \cdot K_u \cdot P_k^{0,85} \cdot F^{1,45} \cdot n^{0,47}, \text{ кДж},$$

где K_u – коэффициент, учитывающий форму и геометрию инструмента: $K_u=1$ – для долотообразных, $K_u=1,4$ – для конусообразных, $K_u=1,9$ – для крестообразных, $K_u=2,4$ – для сферических; P_k – контактная прочность породы, МПа; F – площадь раскола негабаритного куска, $F \approx V^{2/3}$ м²; V – объем негабаритного куска породы, м³; n – число повторных ударов до разрушения.

Согласно [3]:

$$P_k = 0,2138 \cdot f^{1,67},$$

где f – коэффициент крепости горных пород по шкале проф. Протоdjeяконова.

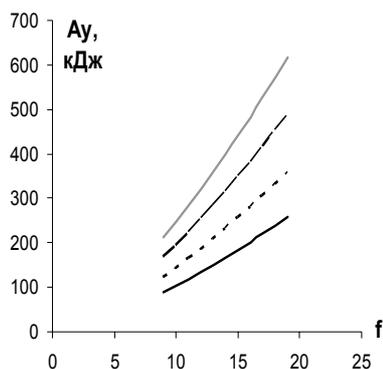
Используем уравнение суммарной работы ударного разрушения:

$$A_{\Sigma} = A_y \cdot n,$$

где A_y – энергия единичного удара, кДж, откуда

$$A_y = 4,423 \cdot (K_u \cdot P_k^{0,85} \cdot V^{0,97}) / n^{0,53}.$$

Из проведенных расчетов получены соответствующие зависимости (рис. 1-3).



— A_y , кДж с $K_u=1$

····· A_y , кДж, с $K_u=1,4$

- - - A_y , кДж, с $K_u=1,9$

— A_y , кДж, с $K_u=2,4$

Рис. 1. Зависимость A_y от f при $V=5 \text{ м}^3$ и $n=2$

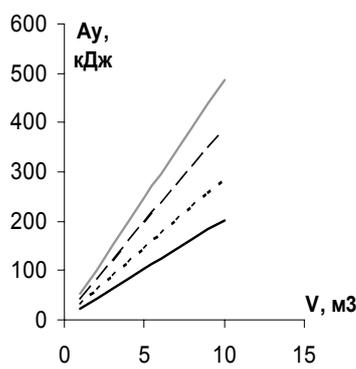


Рис. 2. Зависимость A_y от V при $f=10$ и $n=2$

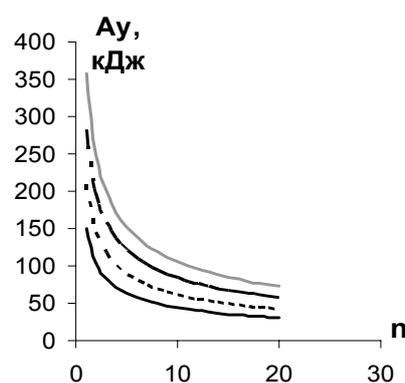


Рис. 3. Зависимость A_y от n при $V=5 \text{ м}^3$ и $f=10$

Вывод: в рамках данного вычислительного эксперимента при принятых данных из полученных зависимостей видно, что энергия единичного удара, необходимая для дробления негабаритов с определенными физико-механическими свойствами пород, при применении породоразрушающего долотообразного инструмента ниже, чем при применении других форм инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вихляев А. А., Каменский В. В., Федулов А. И. Ударное дробление крепких материалов. – Новосибирск, 1966.
2. Алиев Ж. А. Исследование разрушения негабаритов с целью создания навесного гидropневматического бубоя. Автореферат диссертации. Караганда, 1971.
3. Барон А. И., Глатман Л. Б. Контактная прочность горных пород. – М.: "Недра", 1966.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОЛЕЗНОЙ МОЩНОСТИ ДЛЯ ЗАДАННЫХ УСЛОВИЙ РУДОПОДГОТОВКИ

БОЯРСКИХ Г. А., ПАНЬКОВ С. А.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

С. БАТ-ЭРДЭНЭ

КОО Эрдэнэт, Монголия

В настоящее время на обогатительных предприятиях цветной металлургии широкое распространение в качестве измельчительных агрегатов получили шаровые мельницы типа МШЦ 5,5×6,5. Мельницы указанных типоразмеров применяются преимущественно на первой стадии измельчения.

В зависимости от частоты вращения барабана мельницы различают следующие скоростные режимы движения измельчающих тел: каскадный, водопадный, смешанный и со сверхкритической скоростью, когда внешние слои загрузки вращаются вместе с барабаном, также возможен режим махового колеса, когда вся загрузка вращается с барабаном как одно целое.

Параметры механического режима работы мельниц, которые характеризуются относительной частотой вращения барабана ψ в процентах от критической и заполнением барабана мельницы шарами в долях от полного объема ϕ , составляют соответственно $\psi = 0,72-0,74$ и $\phi = 38-42\%$.

Относительная частота вращения $\Psi = (n_n / n_{кр}) \cdot 100\%$ где n_n – номинальная частота, об./мин.

При проектировании измельчительных агрегатов, обосновании технологического регламента и измельчения необходимо определять мощность, потребляемую шаровой мельницей для выбора электродвигателя. Принято считать [1], что вся мощность, потребляемая мельницей, является суммой трех составляющих

$$N_{\delta} = N_0 + N_{хол} + N_{доп} . \quad (1)$$

При каскадном режиме можно пользоваться формулой, выведенной С. Е. Андреевым:

$$3,63 D 2,5 L \delta_{ш} \psi \sin^3 \frac{\Omega}{2} \sin \theta . \quad (2)$$

При водопадном режиме полезная мощность N_0 может определяться по различным формулам [1, 2] в зависимости от принятой гипотезы распределения энергии, необходимой для приведения загрузки в движение.

Э. В. Дэвис, определяя потери энергии при ударе, считает его абсолютно неупругим. Впоследствии П. М. Сиденко и Н. П. Неронов, основываясь на таком же предположении, представили формулу Дэвиса в виде:

$$N_0 = 2,31 \gamma_{ш.с.} V \sqrt{D} \{ \psi^3 [6(1 - K^4) - 8\psi^4 (1 - K^6) + 3\psi^8 (1 - K^8)] \} . \quad (3)$$

Множество формул [1] отличаются только безразмерным коэффициентом мощности и поэтому могут быть представлены в виде вариантов обобщенной формулы В. А. Олевского

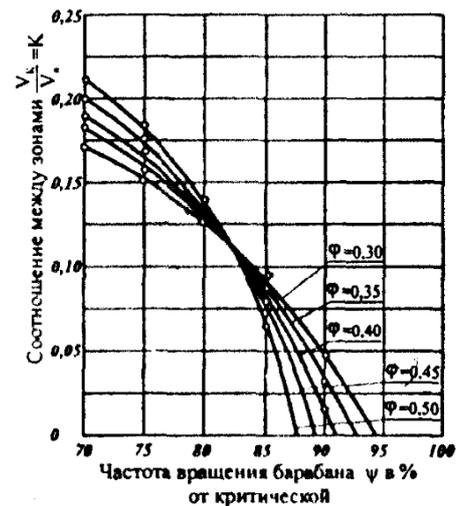
$$N_0 = A \gamma_{ш} V \sqrt{D} S_0^3 . \quad (4)$$

Из эмпирических формул наиболее приемлемой является новая формула В. А. Олевского, которая дает хорошее согласование с опытными данными в диапазонах режимов работы некоторых промышленных установок (ошибка не превышает $\pm 4\%$). Полезная мощность двигателя:

$$N_0 = A \gamma V \sqrt{D} [2,13(\phi + 0,1)\psi f / 0,80] K_{уст} / \eta_{мех} . \quad (5)$$

С помощью графиков зависимости V_k/V_n от параметров ϕ и ψ (см. рис.) можно определить часть загрузки по отношению ко всей, участвующей в каскадном и водопадном режимах.

Рис. Влияние параметров механического режима ψ и ϕ на соотношение между зонами шаровой загрузки V_k/V_n



На траекториях подъема существует скольжение между слоями шаровой загрузки, причем скольжение увеличивается по мере удаления от периферии барабана. Указанная динамика движения измельчающей среды подтверждена экспериментально, что дает возможность определять дифференцированные и интегральные показатели энергозатрат на перемещение шаровой загрузки в мельнице на основе известных теорий каскадного и водопадного режимов измельчения, учитывая изменения объема шаровой измельчающей среды вследствие износа.

Исходя из выше сказанного, была выведена формула определения мощности мельницы при смешанном режиме работы [2]:

$$N_0 = \frac{V_n - V_k}{V_n} \left\{ [4,88D^{0,3} (3,2 - 3\phi)\psi^2 (1 - \frac{0,1}{2^{9-10\phi}}) - K_{ш}] \frac{\pi D^2}{4} L \gamma_{ш} \phi \right\} + (3,63D^{2,5} L \gamma_{ш} \sin^3 \frac{\Omega}{2} \sin \theta) \frac{V_k}{V_n}.$$

Изменение соотношения имеет топологическую размерность, то есть связано со временем работы среды, так как оно меняется с уменьшением шаровой загрузки, а по графику (рис.) видно, что объем V_k будет увеличиваться, и, следовательно, будет изменяться удельная полезная мощность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Андреев С.Е., Зверевич В. В., Перов В. А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. 2-е изд. перераб. и допол. – М.: Недра, 1966. – С. 200.
2. С. Бат-Эрдэнэ, Боярских Г. А., Боярских И. Г. Моделирование энергосберегающих режимов шаровой загрузки мельниц МШЦ 5,5×6,6 в заданных условиях рудоподготовки // Горное оборудование и электромеханика, 2007.

ПЕРСПЕКТИВНОЕ НАПРАВЛЕНИЕ УЛУЧШЕНИЯ КАЧЕСТВА ШАХТНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

МАКАРОВ В. Н., БЕЛОВ С. В., ФОМИН В. И., ВОЛКОВ С. А.
 ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Вентиляция как основной элемент обеспечения безопасных санитарно-гигиенических условий в шахтах, будучи вспомогательным технологическим процессом, потребляет, однако, значительную часть электроэнергии от общей энергоемкости горного предприятия. Это приводит к тому, что в себестоимости угля доля затрат на вентиляцию может превышать 25 %. Именно поэтому задачи научно-технического обоснования рациональных вентиляционных режимов и создания высокоэффективных шахтных вентиляторов постоянно были в центре внимания ученых и специалистов в области горной механики.

Дальнейшее увеличение аэродинамических параметров шахтных вентиляторов традиционными способами практически исчерпало свои возможности, также невозможно это за счет роста диаметра рабочих колес и окружной скорости их вращения, исходя из условий производства и эксплуатации и в связи с ростом напряжений в конструкции рабочего колеса.

Наиболее перспективным направлением повышения аэродинамической нагруженности, адаптивности и экономичности турбомашин на современном уровне развития данной научно-технической проблемы является применение энергетических методов управления течением в проточной части вентилятора.

Существенный интерес для практического вентиляторостроения представляет исследование круговых решеток профилей с аэрогазодинамическими закрылками, позволяющими оказывать значительное влияние на их аэродинамические характеристики. Теоретически аэрогазодинамический закрылок представляет собой скругленную выходную кромку аналитического профиля Н. Е. Жуковского, в окрестности которой стабилизирована гидродинамическая особенность в виде вихреисточника с интенсивностью $q_v + i\Gamma_v$ [2]. В частности, в [5] проведены исследования концепции управления циркуляцией при касательном обдуве задней кромки крылового профиля. Данный способ управления циркуляцией использует известный принцип эффекта Коанда, при котором тонкая струя воздуха постоянно касается скругленной задней кромки профиля, благодаря равновесию центробежных сил и градиента давления, обусловленного циркуляционной силой

Н. Е. Жуковского, действующей на струю. В зависимости от энергетических и геометрических параметров управляющего устройства, определяющих интенсивность вихреисточника, происходит смещение точки полного торможения потока, то есть точки его схода с профиля в направлении области повышенных давлений на рабочей поверхности профиля, что приводит к увеличению эффективной кривизны профиля и, следовательно, применительно к круговой решетке профилей, способствует увеличению эффективного угла β_2 выхода потока из нее, при этом угол β_2 становится больше угла выхода $\beta_{2л}$ исходного телесного аналитического профиля Н. Е. Жуковского. Увеличение эффективного угла выхода потока, в том числе и уменьшение угла отставания потока, приводит к росту аэродинамической нагруженности и экономичности круговых решеток профилей с аэрогазодинамическими закрылками.

Для построения методики аэродинамического расчета вращающейся круговой решетки профилей, образованных отрезком логарифмической спирали с аэрогазодинамическим закрылком в виде вихреисточника в области выходной кромки, воспользуемся следствием, вытекающим из уравнения для комплексной скорости на $(n + 1)$ -листной римановой поверхности кусочно-гладкого контура со струйными устройствами, полученного в [1] для круговой решетки кусочно-гладких профилей со струйным управлением циркуляции.

Рассматривая заднюю критическую точку аналитического профиля Н. Е. Жуковского как угловую точку контура профиля, поскольку в ней имеет место нарушение конформности отображения, то есть $\frac{dz(\gamma)}{d\gamma} = 0$ при $\gamma = \gamma_{\text{экт}}$, расположим в ней вихреисточник с интенсивностью $q_b + i\Gamma_b$. Из анализа приведенных в [1] математических моделей можно сделать вывод, что наличие в угловой точке полигонального контура одновременно точки ($\tau_{0n} = \tau_{yn}$) ветвления и точки возврата ($\bar{\beta}_{yn} = 2$) приводит к сокращению соответствующих множителей в числителе и знаменателе, т. е. в точке возврата угловая точка и точка ветвления исчезают.

Данная закономерность представляет большой практический интерес, поскольку означает, что при наличии в некоторой угловой точке профиля круговой решетки вихря определенной интенсивности Γ_b , то есть особенности, характеризующей точку возврата, и источника с расходом q_b в этой угловой точке ветвления потока может быть достигнуто фиксирование локального вихреисточника на профиле и, следовательно, обеспечено плавное обтекание его угловой точки. Получаем, что в точке, соответствующей задней критической точке аналитического профиля Н. Е. Жуковского, устраняется точка ветвления потока и угловая точка, т. е. имеет место плавное обтекание выходной кромки профиля неограниченным потенциальным потоком. Точка схода потока с профиля смещается при этом в направлении циркуляции, что и приводит к изменению аэродинамических характеристик круговой решетки профилей с аэрогазодинамическим закрылком.

Применяя методологию [1], выражение для функции конформного отображения n_l -листной римановой поверхности D_γ вне круга единичного радиуса на трехлистную римановую область D_2 схематизированной круговой решетки профилей с вихреисточником в выходной кромке, получим, приравнявая комплексные потенциальные безциркуляционного течения в радиальной решетке профилей в форме логарифмических спиралей с аэрогазодинамическими закрылками и в плоскости круга единичного радиуса, на который отражаются профили

$$n_l \ln z = \ln \frac{(\gamma + \Phi)}{(\gamma - \Phi)} - e^{-2\beta_s} \ln \frac{(\gamma + \Phi^{-1})}{(\gamma - \Phi^{-1})}, \quad (1)$$

где $z = re^{i\nu}$, $\gamma = e^{i\theta}$ – комплексные координаты точек на соответствующих плоскостях; r, ν – радиус и полярный угол плоскости Z соответственно; θ – полярный угол в плоскости γ ; Φ – постоянная решетки.

При этом следует иметь в виду, что формпараметр Φ круговой решетки определяем в данном случае из условия нарушения конформности в геометрической задней критической точке аналитического профиля.

Данная точка не совпадает с точкой ветвления потока на выходе из круговой решетки профилей в силу наличия в ней гидродинамической особенности в виде вихреисточника (рис. 1).

Учитывая вышеизложенное и используя принцип суперпозиции, после преобразования получим выражение для коэффициента циркуляции вокруг профиля вращающейся круговой решетки с аэрогазодинамическим закрылком в виде

$$\Gamma_{л} = -4q[1 + n_l \bar{q}_b (\Phi^2 - 1)^2 (\Phi^2 + 2\Phi \cos(\theta_3 - \Delta\theta_{b3}) + 1)^2] \frac{\Phi(\Phi^2 + 1) \sin(\theta_3 - \Delta\theta_{b3})}{n_l (\Phi^2 - 1)(\Phi^2 + 2\Phi \cos(\theta_3 - \Delta\theta_{b3}) + 1)} -$$

$$- 2\pi U_{b3} \frac{(\Phi^2 - 2\Phi \cos(\theta_3 - \Delta\theta_{b3}) + 1)}{(\Phi^2 - 1)} - \frac{4\Gamma_0 \Phi \cos(\theta_3 - \theta_{b3})}{n_l (\Phi + 2\Phi \cos(\theta_3 - \Delta\theta_{b3}) + 1)} +$$

$$+ \frac{q_b \sin \Delta\theta_{b3}}{(1 - \cos \Delta\theta_{b3})} + \Phi \sin \frac{(\theta_3 - \Delta\theta_{b3})}{(\Phi^2 - 1)}, \quad (2)$$

где $\bar{q}_b = \frac{q_b}{q}$; $\Delta\theta_{b3} = \arccos \frac{(\Gamma_b^2 - q_b^2)}{(\Gamma_b^2 + q_b^2)}$; $\theta_{b3} = (\theta_3 - \Delta\theta_{b3})$ – полярный угол, определяющий положение задней

точки ветвления потока на окружности единичного радиуса области D_7 ; $V_{вв3}$ – касательная составляющая скорости потока вытеснения на единичной окружности, определяемая аналогично [1], только с учетом нового положения точки ветвления потока на выходном участке профиля круговой решетки.

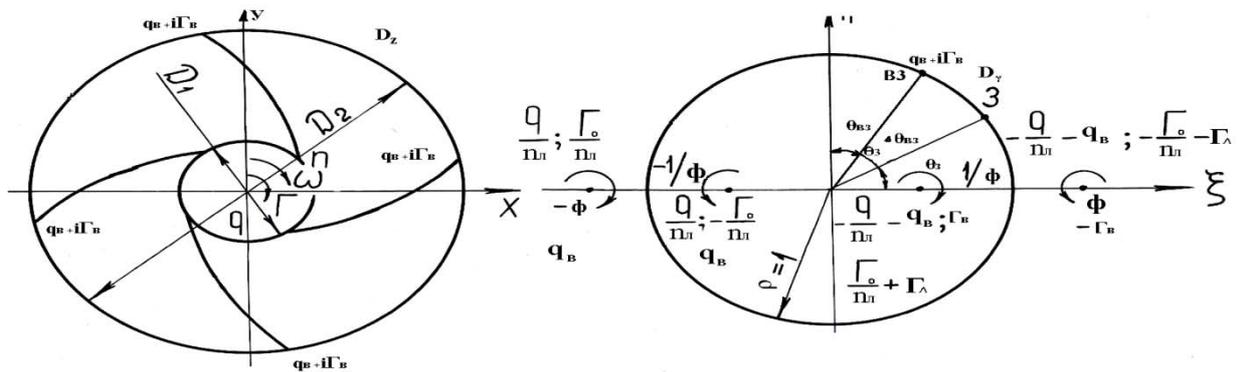


Рис. 1. Круговая решетка профилей в виде логарифмической спирали с аэрогазодинамическим накрылком и соответствующая ей окружность единичного радиуса

Учитывая, что коэффициент теоретического давления, создаваемого решеткой, связан с циркуляцией вокруг профиля соотношением

$$H_T = \frac{4n_l \Gamma_l}{\pi \omega D_2^2}, \quad (3)$$

а выражения для радиальной составляющей скорости и коэффициента удельного расхода управляющего потока имеют вид:

$$c_{2r} = \frac{2Q}{\pi \omega D_2^2}; \quad (4)$$

$$q_{в} = \frac{2Q_u}{\pi \omega D_2^2}; q = n_l q_{в}, \quad (5)$$

получим из (2) уравнение идеальной аэродинамической характеристики вращающейся радиальной решетки профилей в виде логарифмических спиралей с аэродинамическими закрылками

$$H_T = H_{T0} - Kq c_{2r} - K_{\Gamma_0} \Gamma_0 + Kq_{в} q_{нв}, \quad (6)$$

где H_{T0} – коэффициент теоретического давления при нулевой подаче

$$H_{T0} = 16\Phi \sin \beta_l \frac{(\Phi^2 - 2\Phi \cos \theta_3 + 1)}{(\Phi^2 - 1)} \pi D_2^2 \int_0^{2\pi} r^2(\tau) \frac{[\Phi^2 \cos(\tau + \beta_l) - \cos(\tau - \beta_l)]}{[(\Phi^2 + 1)^2 - 4\Phi^2 \cos^2 \tau]} \operatorname{ctg} \frac{(\theta_3 - \tau)}{2} d\tau;$$

$$K_q = 8\Phi(\Phi^2 + 1) \sin \theta_3 \frac{[1 + n_l \bar{q}_u (\Phi^2 - 1)^2 (\Phi^2 + 2\Phi \cos \theta_3 + 1)^2]}{(\Phi^2 - 1)(\Phi^2 + 2\Phi \cos \theta_3 + 1)} - \text{коэффициент, характеризующий}$$

снижение давления от подачи и равный тангенсу угла наклона характеристики при $\Gamma_0=0$;

$$K_{\Gamma_0} = \frac{8\Phi \cos \theta_3}{\Phi^2 + 2\Phi \cos \theta_3 + 1} - \text{коэффициент влияния закручивания потока входным направляющим}$$

аппаратом на теоретическое давление;

$Kq_{в}$ – коэффициент влияния аэродинамического закрылка на теоретическое давление, развиваемое решеткой

$$Kq_{в} = \frac{2 \sin(\theta_3 - \theta_{в3})}{1 - \cos(\theta_3 - \theta_{в3})} + \frac{2\Phi \sin \theta_3}{\Phi^2 - 1}.$$

Таким образом, изменение энергетических параметров вихреисточника $q_{в+i\Gamma_{в}}$, являющегося гидродинамическим аналогом аэрогазодинамического закрылка, приводит к смещению точки ветвления потока $\theta_{в3}$ на выходе из круговой решетки по отношению к задней критической точке телесного аналитического профиля θ_3 , что способствует увеличению эффективной кривизны профиля и, как результат, увеличению эффективного угла выхода потока из круговой решетки профилей с аэрогазодинамическими закрылками. Аналитически этому соответствует изменение коэффициентов Kq , K_{Γ_0} , $Kq_{в}$, H_{T0} в уравнении идеальной аэрогазодинамической характеристики (6) применительно к вращающейся круговой решетке профилей в виде логарифмической спирали с аэрогазодинамическими закрылками.

Следует заметить, что в данном случае имеет место невыполнение условия Жуковского-Чаплыгина-Кутта в задней критической точке телесного аналитического профиля, где нарушается конформность его

отображения на n -листную римановую поверхность D_7 круга единичного радиуса, поскольку, как показано выше, в точке θ_3 происходит плавное обтекание неограниченным потенциальным потоком профиля в области D_7 . Положение задней точки полного торможения потока, то есть точки его ветвления $\theta_{вз}$ на круге единичного радиуса области D_7 определяется углом $\Delta\theta_{вз}$ ее смещения по отношению к θ_3 под воздействием гидродинамической особенности в точке θ_3 в виде вихреисточника.

Таким образом, при отображении течения во вращающейся круговой решетке профилей с аэрогазодинамическими закрылками на n -листную римановую область D_7 вне круга единичного радиуса имеет место смещение относительно друг друга точки нарушения конформности отображения исходной круговой решетки телесных аналитических профилей и точки нулевой скорости потенциального обтекания указанного единичного круга. Это обуславливает широкие возможности влияния аэрогазодинамического закрылка на аэродинамические характеристики круговой решетки с соответствующими профилями. Практическое использование аэрогазодинамического закрылка в виде, представленном при изложении теоретического материала, нецелесообразно. Существенное влияние центробежных и кориолисовых сил в области выходной кромки, обусловленное вращением рабочего колеса, приводит к снижению эффективности влияния аэрогазодинамического закрылка на аэродинамическую нагруженность, адаптивность и экономичность шахтного вентилятора. Кроме того, это ведет к значительным энергозатратам для обеспечения больших значений интенсивности вихреисточника. Для практической реализации аэрогазодинамических закрылков, с учетом конструктивных особенностей шахтных центробежных вентиляторов, наиболее эффективно их применение в круговых решетках тандемных профилей S -образной формы с вихревой камерой.

Для подтверждения достоверности полученной математической модели и разработки радиальной аэродинамической схемы с аэрогазодинамическими закрылками в виде вихревой камеры были проведены экспериментальные исследования.

Построение плана экспериментальных исследований и порядка обработки их результатов было произведено на базе статического метода линейного планирования эксперимента [4].

Для проведения экспериментальной отработки были изготовлены модели по соответствующим аэродинамическим схемам и набор специальных агрегатированных регулируемых закрылков с вихревой камерой, быстрая замена которых обеспечивала возможность изменения энергетических характеристик управляющего потока q_y и H_y и геометрических параметров струйных устройств, определяющих местоположение аэродинамической щели и угла выхода струи β_n , соответствующей углу между касательными к средней линии выходного участка канала струйного устройства и профиля.

Линейное планирование эксперимента включало в себя следующие этапы [4]:

- построение матрицы планирования физического эксперимента и проведение его;
- статистическая оценка выхода эксперимента, в которую входят: проверка однородности выборочных дисперсий выхода, проверка значимости коэффициентов уравнения регрессии и проверка гипотезы об адекватности регрессионной модели;
- определение оптимальных значений факторов на основе уравнения регрессии с использованием метода крутого восхождения Бокса-Уилсона.

Результаты обработки экспериментальных исследований подтвердили высокую эффективность закрылков с вихревыми камерами для повышения аэродинамической нагруженности центробежных вентиляторов.

Наибольший эффект прироста аэродинамической нагруженности центробежного вентилятора дает применение радиальной аэродинамической схемы профилей, имеющих двух- и трехщелевые закрылки с вихревой камерой. На рис. 2 приведена аэродинамическая характеристика радиальной схемы Ц 140-20.

По сравнению с исходными радиальными аэродинамическими схемами Ц 70-20 и Ц 76-16, применение профилированных щелевых закрылков с вихревой камерой позволяет в два раза увеличить коэффициент статического давления, доведя его до $H_{ст}=1,40$, при сохранении максимального статического к. п. д.

Следует заметить, что, в связи с большей эффективностью профилированного щелевого закрылка на нерасчетных режимах работы вентилятора, имеет место уменьшение коэффициента удельного нормированного энергопотребления до значения $K_3=1,24$, то есть на 5 %.

На рис. 3 представлены результаты экспериментальных исследований модели вентилятора со струйным управлением циркуляцией.

В целях обеспечения сравнимости результатов испытаний энергетические параметры управляющих устройств были равными и неизменными при изменении режима работы вентилятора.

В случае аэрогазодинамического профиля его энергетические параметры определялись теоретическим давлением вентилятора.

Из анализа видно, что регулирование давления, развиваемого вентилятором струйным управлением циркуляцией на выходе из рабочего колеса, отличается высокой эффективностью.

Существенные отклонения значений коэффициента теоретического давления от рассчитанных по формуле (6) наблюдаются на границе и за пределами области рабочих режимов, где линии тока реального течения существенно отличаются от принятых в виде логарифмических спиралей при построении

математической модели. Корреляционное отношение для полученных зависимостей в нормальной области режимов равно 0,82; 0,92 при подаче управляющего потока соответственно на рабочую и тыльную поверхности лопаток колеса. Следует заметить, что целесообразно для увеличения глубины регулирования изменять не только расход управляющего потока, но и направление струи, однако это связано с ростом сложности технической реализации метода.

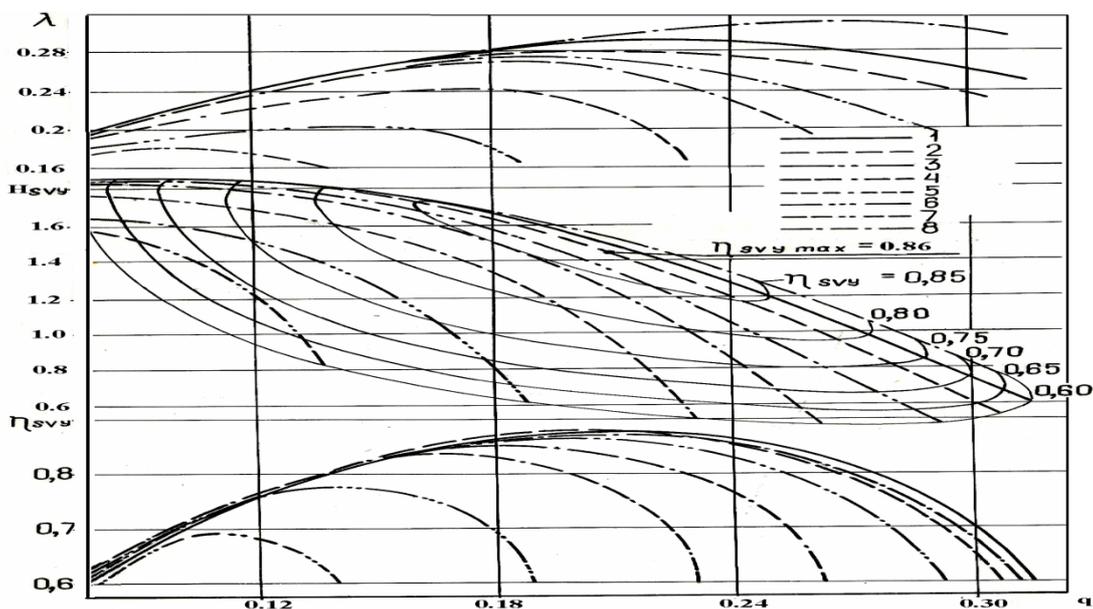


Рис. 2. Аэродинамическая характеристика модели вентиляторной установки по схеме Ц 140-20: 1 – $\theta_{HA}=0^\circ$; 2 – $\theta_{HA}=10^\circ$; 3 – $\theta_{HA}=20^\circ$; 4 – $\theta_{HA}=30^\circ$; 5 – $\theta_{HA}=40^\circ$; 6 – $\theta_{HA}=50^\circ$; 7 – $\theta_{HA}=60^\circ$; 8 – $\theta_{HA}=-10^\circ$

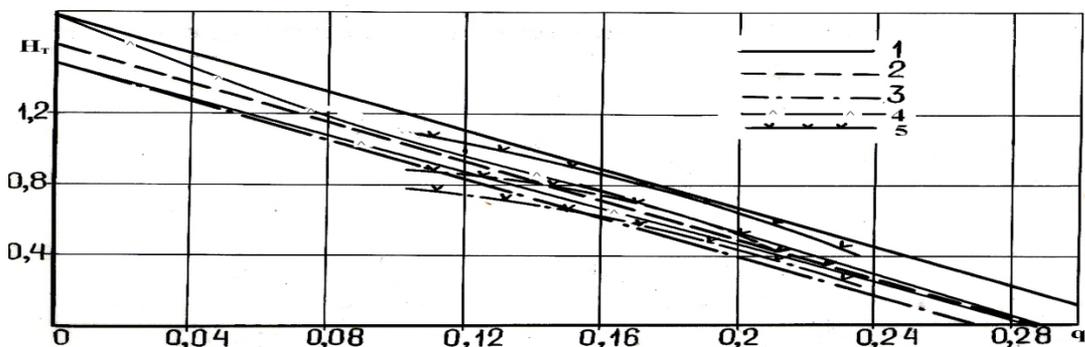


Рис. 3. Идеальная аэродинамическая характеристика колеса центробежного вентилятора типа Ц3-81Н со струйным управлением циркуляцией при подаче управляющего потока на 1 – тыльную, 3 – рабочую поверхности лопатки: 1,3 – $q_y = 0,2q_n$; 2 – $q_y = 0$; 4 – аэрогазодинамический профиль; 5 – эксперимент

Приведенные результаты показывают высокую эффективность предложенного метода струйного управления обтеканием лопаток рабочего колеса центробежного вентилятора для повышения его аэродинамической нагруженности и экономичности за счет улучшения структуры потока в его межлопаточных каналах.

Приведенные данные экспериментальных исследований показывают хорошую их сходимость с результатами теоретических исследований и в совокупности с ними подтверждают научную обоснованность вывода об эффективности использования энергетических методов для повышения аэродинамической нагруженности и экономичности шахтных центробежных вентиляторов, целесообразности применения разработанных с применением указанных методов радиальных аэродинамических схем для создания шахтных вентиляторов.

В соответствии с предложенным методом аэродинамического проектирования разработан шахтный центробежный вентилятор ВЦГ-7АН.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Косарев Н. П., Макаров В. Н. Аэродинамика центробежных вентиляторов со струйным управлением обтеканием // Известия УГГУ. – 2007. – Вып. 22. – С. 93-100.
2. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1978. – 736 с.
3. Спиридонов А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. – М.: Машиностроение, 1981. – 184 с.
4. Тимме В. А. Оптимизация технико-экономических параметров гидротурбин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 271 с.
5. Englar R. J. Circulation Control for High Lift and Drag Generation on STOL Aircraft. – J. Aircraft, 1975, v. 12, №5, p. 457-463.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ АДАПТИВНОСТИ ГАЗООТСАСЫВАЮЩИХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

МАКАРОВ В. Н., МАКАРОВ Н. В., ЗАКИЕВ Р. В.
ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Действительный вентиляционный режим всегда бывает переменным и отличающимся от проектного, поэтому шахтные вентиляторные установки главного проветривания должны иметь устройства, позволяющие значительно изменять их аэродинамическую характеристику без существенного уменьшения к. п. д., т. е. они должны экономично и глубоко регулироваться [1].

С целью определения дальнейших тенденций повышения адаптивности центробежных газоотсасывающих вентиляторов проведем аналитический анализ некоторых способов регулирования подачи центробежных вентиляторов на сегодняшний день.

Регулирование вентилятора обусловлено необходимостью настройки на требуемый режим работы, который, как известно, определяется точкой пересечения характеристик сети

$$H = RQ^2 \quad (1)$$

и вентилятора

$$H = \eta_{\Gamma} H_{\Gamma} = \rho \eta_{\Gamma} (u_2 c_{2u} \pm u_1 c_{1u}), \quad (2)$$

следовательно, может быть найден из совместного решения (1) и (2)

$$\frac{RQ^2}{\rho \eta_{\Gamma}} + Q \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2 \mu_2 \eta_Q} - u_2^2 \left(1 \pm \overline{D_1 c_{1u}} \right) = 0,$$

откуда

$$c_{2m} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \mu_2 \eta_Q}.$$

Используем следующие соотношения:

$$c_{2u} = u_2 - c_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2;$$

$$c_{2m} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \mu_2 \eta_Q};$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}; \quad (3)$$

$$Q = \frac{\rho \eta_{\Gamma} n \operatorname{ctg} \beta_2}{120 R b_2 \mu_2 \eta_Q} \left(-1 + \sqrt{1 + 4\pi^2 R D_2^2 b_2^2 \mu_2^2 \operatorname{tg}^2 \beta_2 \frac{\rho \eta_Q^2}{\rho \eta_{\Gamma}}} \right).$$

Здесь для краткости обозначено

$$\rho = 1 \pm \overline{D_1 c_{1u}}, \quad (4)$$

Отсюда следует, $\overline{c_{1u}}$ энергетического направляющего аппарата определяется из условия сохранения кинетического момента при смешении основного и управляющего потоков[3]:

(5)

$$\Gamma_{\text{ЭНА}} = \frac{0,5D^2 k \sqrt{\frac{H_T}{\zeta}} \pi \bar{D}_K \bar{b}_P \omega}{\sqrt{\frac{H_T}{\zeta} \pi \bar{D}_K \bar{b}_P + q}},$$

где \bar{D}_K – относительный диаметр коллектора; \bar{b}_P – относительная ширина регулирующего патрубка; $k = F_1'/F_2'$, $F_1' = \pi D_K b_1$; k_q – коэффициент диагональности ЭНА.

С помощью полученного выражения можно проследить за влиянием основных параметров регулирования на режим работы вентилятора. Прежде всего, из (3) следует, что на последний можно воздействовать путем изменения угловой скорости рабочего колеса n , его ширины b_2 , степени заполнения активным потоком его выходного сечения μ_2 , объемного к. п. д. η_Q , угла выхода потока β_2 , диаметра колеса β_2 , а также изменяя закрутку потока на входе в колесо p и сопротивление сети R . Все эти способы регулирования являются простыми, т. к. каждый из них получается путем воздействия лишь на один параметр регулирования.

В более сложных случаях, например, при повороте закрылков лопаток рабочего колеса, происходит изменение двух параметров – β_2 и D_2 . Регулировочный эффект направляющих аппаратов связан с изменением величин ρ и η_r и т. д. При этом величину β_2 можно менять за счет применения аэродинамических накладок.

Из выведенной формулы видно, что наиболее эффективными будут различные комбинации нескольких способов регулирования, например, совместное применение поворотных закрылков и осевого направляющего аппарата, где безступенчатость и большая глубина регулирования достигаются при чрезвычайно простом и надежном устройстве перестановки и фиксации закрылков. Практика показывает, что именно при разумном комбинировании нескольких простых способов регулирования удается получать наиболее интересные результаты благодаря тому, что положительные свойства их складываются, а отрицательные частично компенсируются [2].

На сегодняшний день перспективнейшим способом регулирования вентиляторной установки является использование энергетического направляющего аппарата. Действие такого аппарата основано на изменении кинетического момента потока на входе в рабочее колесо за счет энергии вращения управляющего (циркуляционного) потока, являющегося частью потока полости высокого давления корпуса вентилятора, поступающего по кольцевому каналу на вход в рабочее колесо. Изменение расхода управляющего потока позволяет регулировать закрутку суммарного потока, представляющего собой совокупность транзитного и управляющего потоков, и тем самым регулировать режим работы вентилятора. Данный способ позволяет без больших капиталовложений регулировать подачу вентилятора в широких пределах. На рис. представлена аэродинамическая схема центробежного вентилятора с комбинированным направляющим аппаратом [4].

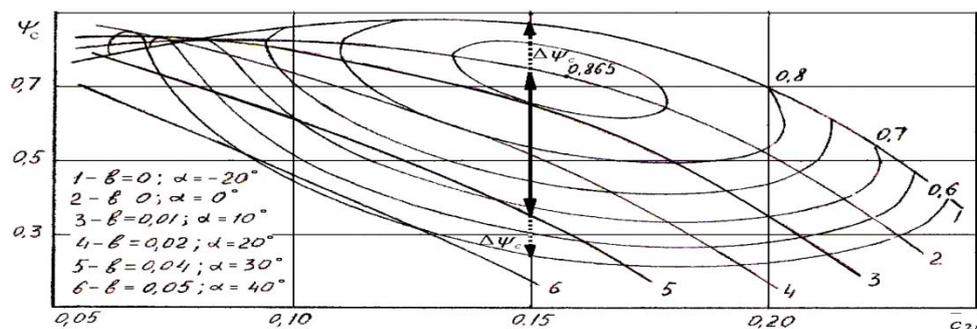


Рис. Аэродинамическая схема шахтного центробежного вентилятора Ц76-16 с комбинированным направляющим аппаратом

Таким образом, можно сделать вывод о том, что перспективными направлениями повышения адаптации газоотсасывающих вентиляторов являются комбинации нескольких способов регулирования, а наиболее пристального изучения требуют комбинации с энергетическим методом регулирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бабак Г. А., Бочаров К. П. Шахтные вентиляторные установки главного проветривания.–М.: Недра, 1982. – С. 11-13.
2. Ковалевская В. И., Бабак Г. А. Шахтные центробежные вентиляторы. – М.: Недра, 1876. – С. 82-84.
3. Известия Уральского государственного горного университета. Выпуск 22. – Екатеринбург: 2007.
4. Тимухин С. А., Макаров Н. В., Копачев В. Ф. Особенности аэродинамического расчета энергетического направляющего аппарата шахтного радиального вентилятора // Горный журнал, №6, Екатеринбург, УГГУ, 2006.

РАЗРАБОТКА МЕТОДА АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА С ПРОФИЛЯМИ В ФОРМЕ ЛОГАРИФМИЧЕСКОЙ СПИРАЛИ

МАКАРОВ Н. В.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Большие потенциальные возможности заложены в энергетических методах управления аэродинамическими процессами в проточной части вентилятора. Их реализация позволяет сформировать принципиально новый тип средств регулирования центробежного вентилятора – энергетические регуляторы. На рис. 1 приведена схема центробежного вентилятора с энергетическим регулятором, конструктивно выполненным в виде радиального энергетического направляющего аппарата (РЭНА). Конструктивно РЭНА состоит из входного 1 и пристенного 2 коллекторов, установленных в полости высокого давления корпуса 4 вентилятора на обечайке входного патрубка. Криволинейный кольцевой канал 3, образованный входным и пристенным коллектором 2, непосредственно сообщает полость высокого давления корпуса 4 вентилятора с входом 5 в рабочее колесо 6. Действие РЭНА основано на изменении кинетического момента потока на входе в рабочее колесо за счет энергии вращения циркуляционного потока, являющегося частью потока полости высокого давления корпуса вентилятора, поступающего по кольцевому каналу на вход в рабочее колесо. Изменение расхода управляющего потока позволяет регулировать закрутку суммарного потока, представляющего собой совокупность транзитного и управляющего потока, и тем самым регулировать режим работы вентилятора. Наличие продольной и поперечной циркуляции потока в полости корпуса позволяет, рациональным образом спрофилировать по линиям тока форму входного коллектора и направляющего экрана, использовать энергию кинетического момента управляющего потока для закрутки транзитного потока с минимальными потерями энергии на дросселирование.

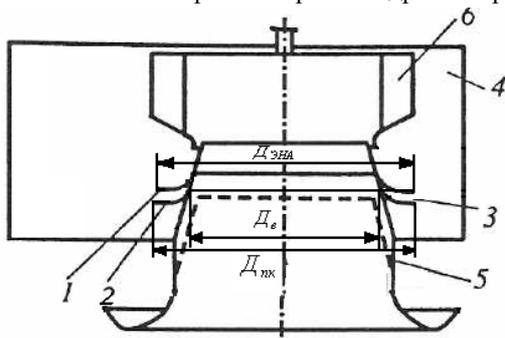


Рис. 1. Схема центробежного вентилятора с энергетическим регулятором

Параметры потока полости корпуса вентилятора, являющегося носителем энергии управления, определяются режимом работы вентилятора. На аэродинамические процессы, протекающие в РЭНА от входа в него до зоны взаимодействия циркуляционного и транзитного потоков, существенное влияние оказывают его геометрические параметры. В первую очередь, это геометрия радиальной решетки профилей энергетического регулятора,

определяющая ее аэродинамическую эффективность, то есть эффективность преобразования давления в корпусе центробежного вентилятора в циркуляции потока на выходе из регулятора.

Используя общие положения аэродинамической теории радиальной решетки профилей, изложенной в [2], разработаем метод аэродинамического расчета для регулятора с профилями в виде логарифмической спирали.

Рассмотрим ЭНА с радиальной решеткой профилей в виде логарифмических спиралей. Профиля указанного регулятора являются линиями тока для течения, образуемого вихрестокком, расположенным симметрично радиальной решетке. Жидкость считаем идеальной, несжимаемой, невесомой, течение – плоским, потенциальным.

Учитывая, что течение в радиальной решетке периодическое, и используя принцип гидродинамической аналогии, найдем функцию, отображающую течение на однолистной римановой поверхности D_z , соответствующей физической плоскости течения в радиальной решетке, на n_n -листную римановую поверхность D_γ круга единичного радиуса (рис. 2). Для этого приравняем комплексные потенциалы бесциркуляционного течения в решетке энергетического регулятора и в плоскости круга, на который отражаются профили [3]

$$n_n \ln z = \ln \frac{(\gamma + \Phi)}{(\gamma - \Phi)} - e^{-2i\beta_n} \ln \frac{(\gamma + \Phi^{-1})}{(\gamma - \Phi^{-1})}, \quad (1)$$

где $z = re^{i\nu}$, $\gamma = e^{i\theta}$ – комплексные координаты точек на соответствующих плоскостях; r , ν – радиус и полярный угол плоскости z соответственно; θ – полярный угол в плоскости γ ; Φ – постоянная решетки, n_n – число лопаток решетки

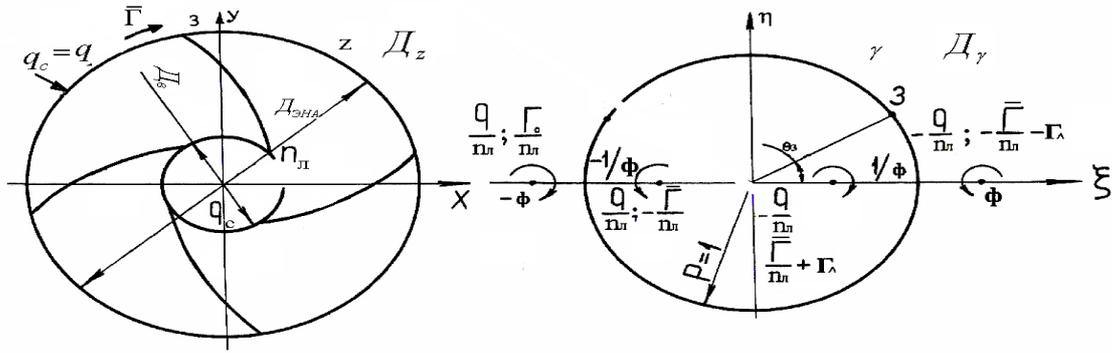


Рис. 2. Радиальная решетка профилей ЭНА и соответствующая ей окружность единичного радиуса

Представленные комплексные координаты (1) в тригонометрической форме можно записать:

$$n_{\text{л}} \ln r(\theta) = \sin^2 \beta_{\text{л}} \frac{(1 + \Phi^2 + 2\Phi \cos \theta)}{(1 + \Phi^2 - 2\Phi \cos \theta)} + \sin^2 \beta_{\text{л}} \operatorname{arctg} 2\Phi \frac{\sin \theta}{(\Phi^2 - 1)}, \quad (2)$$

$$v(\theta) = \operatorname{ctg} \beta_{\text{л}} \ln r(\theta).$$

Для определения постоянной решетки Φ воспользуемся нарушением конформности в задней критической точке профиля, то есть учтем, что $\frac{dz}{d\gamma} = 0$ при $\gamma = e^{i\theta_3}$.

Откуда

$$\theta_3 = \frac{\operatorname{arctg}(\Phi^2 - 1) \operatorname{ctg} \beta_{\text{л}}}{(\Phi^2 + 1)}. \quad (3)$$

Подставив (3) в (2), получим

$$n_{\text{л}} \ln \frac{D_{\text{ЭНА}}}{D_{\text{в}}} = 4 \sin^2 \beta_{\text{л}} \left[\ln(2\Phi \sin \beta_{\text{л}} + \frac{\sqrt{\Phi^4 - 2\Phi^2 \cos^2 \beta_{\text{л}} + 1}}{\Phi^2 - 1} + \frac{2 \operatorname{ctg} \beta_{\text{л}} \operatorname{arctg} 2\Phi \cos \beta_{\text{л}}}{\sqrt{\Phi^4 - 2\Phi^2 \cos^2 \beta_{\text{л}} + 1}} \right]. \quad (4)$$

Таким образом, вся сложность задачи сводится к отысканию функции комплексного потенциала в плоскости γ круга единичного радиуса. Принимая постоянной константу Бернулли, получаем возможность представить ее в виде одной функции для всей области течения [1]. Для этого воспользуемся принципом суперпозиции и методом особых точек С. А. Чаплыгина [3], из которого следует, что все особые точки течения должны находить соответствующее отражение в функции комплексного потенциала и скорости течения [1].

Представим комплексный потенциал течения в плоскости круга единичного радиуса в виде трех составляющих (рис. 2):

1) потенциала течения, соответствующего направленному в центр решетки профилей энергетического регулятора стоку с интенсивностью Q

$$F_q = -0,5q\pi^{-1}n_{\text{л}}^{-1} \ln(\gamma + \Phi) \frac{(\gamma + \Phi^{-1})}{(\gamma - \Phi)(\gamma - \Phi^{-1})} =$$

$$= 0,25q\pi^{-1}n_{\text{л}}^{-1} \ln \frac{(\gamma + \Phi^2 + 2\Phi \cos \theta)(1 + \Phi^{-2} + 2\Phi^{-1} \cos \theta)}{(1 + \Phi - 2\Phi^{-1} \cos \theta)(1 + \Phi^{-2} - 2\Phi^{-1} \cos \theta)}, \quad (5)$$

где $q = \frac{2Q}{\pi\omega D_{\text{ЭНА}}^2}$ – приведенный коэффициент расхода, соответствующий радиальной составляющей

скорости потока на входе в регулятор $c_{1r} = q = \frac{2Q}{\pi\omega D_{\text{ЭНА}}^2}$;

2) F_{Γ} – потенциала течения, соответствующего расположенному по периметру решетки профилей ЭНА вихрю с интенсивностью

$$F_{\Gamma} = 0,5\pi^{-1}n_{\text{л}}^{-1}i^{-1} \ln \frac{(\gamma + \Phi)(\gamma - \Phi^{-1})}{(\gamma - \Phi)(\gamma + \Phi^{-1})} =$$

$$\bar{\Gamma} = \frac{0,5\pi^{-1}n_{\text{л}}^{-1} \operatorname{arctg} 2\Phi^2 \sin \theta}{(\Phi^2 - 1)} - 0,25i\bar{\Gamma}\pi^{-1}n_{\text{л}}^{-1} \ln \frac{(1 + \Phi^2 + 2\Phi \cos \theta)(1 + \Phi^{-2} - 2\Phi^{-1} \cos \theta)}{(1 + \Phi^2 - 2\Phi \cos \theta)(1 + \Phi^{-2} + 2\Phi^{-1} \cos \theta)}, \quad (6)$$

где $\bar{\Gamma}_{\text{л}} = \frac{2G_{\text{л}}}{\pi\omega D_{\text{ЭНА}}^2}$ – приведенный коэффициент циркуляции вихря;

3) $F_{\Gamma_{\text{л}}}$ – потенциала циркуляционного течения вокруг профилей энергетического регулятора с интенсивностью $G_{\text{л}}$

$$F_{\Gamma_n} = 0,5 \Gamma_n \pi^{-1} i^{-1} \ln \frac{(\gamma - \Phi^{-1})}{(\gamma - \Phi)} =$$

$$= 0,5 \Gamma_n \pi^{-1} \left(\frac{\operatorname{arctg} \sin \theta}{\cos \theta - \Phi^{-1}} \right) - \left(\frac{\operatorname{arctg} \sin \theta}{\cos \theta - \Phi} \right) - 0,25 \Gamma_n \pi^{-1} \ln \frac{(1 + \Phi^{-2} - 2 \Phi^{-1} \cos \theta)}{(1 + \Phi^2 - 2 \Phi \cos \theta)}, \quad (7)$$

где $\bar{\Gamma}_n = \frac{2G_n}{\pi \omega D_{ЭНА}^2}$ – приведенный коэффициент циркуляции вокруг профиля.

Таким образом, потенциал, представленный совокупностью трех указанных составляющих, отражает картину течения в плоскости γ круга единичного радиуса, соответствующую течению в радиальной решетке профилей энергетического регулятора.

Для выбора единственного решения задачи используем гипотезу Жуковского-Чаплыгина-Кутта о сходе потока с острой задней кромки профиля. Производная $\frac{dz}{dy}$ в этой точке обращается в нуль, и для того,

чтобы скорость в ней не обращалась в бесконечность, ее значение в соответствующей точке плоскости γ должно равняться нулю.

Скорость течения на единичной окружности в n_n -листной римановой области D_γ найдем, дифференцируя по θ действительные части потенциалов (5-7). Приравнявая ее нулю в задней критической точке, получим для циркуляции вокруг профиля радиальной решетки ЭНА

$$\Gamma_n = \left(\frac{\Phi \sin \theta_3}{(\Phi^2 - 1)} - \frac{4\Phi(\Phi^4 - 1)\sin \theta_3}{(\Phi^2 + 2\Phi \cos \theta_3 + 1)} \right) - \frac{4\Phi q n_n^{-1}(\Phi^2 + 1)\sin \theta_3}{(\Phi^2 + 2\Phi \cos \theta_3 + 1)(\Phi^2 - 1)} - \frac{4\Phi \bar{\Gamma}_n^{-1} \cos \theta_3}{\Phi^2 + 2\Phi \cos \theta_3 + 1}. \quad (8)$$

Учитывая, что коэффициент теоретической циркуляции, создаваемой решеткой профилей энергетического регулятора, связан с циркуляцией вокруг профиля соотношением

$$\bar{\Gamma}_n = \frac{4n_n G_n}{\pi \omega D_{ЭНА}^2}, \quad (9)$$

учитывая (5-7), получим из (8) уравнение идеальной аэродинамической характеристики энергетического регулятора с радиальной решеткой профилей в виде логарифмических спиралей

$$\bar{\Gamma}_n = K_q c_{1r} + K_\Gamma \bar{\Gamma}_n, \quad (10)$$

где $K_q = \frac{8\Phi(\Phi^2 + 1)\sin \theta_3}{(\Phi^2 - 1)(\Phi^2 + 2\Phi \cos \theta_3 + 1)}$ – коэффициент, характеризующий рост циркуляции в энергетическом регуляторе от расхода управляющего потока и равный тангенсу угла наклона характеристики при $\bar{\Gamma}_n = 0$;

$K_\Gamma = \frac{8\Phi \cos \theta_3}{(\Phi^2 + 2\Phi \cos \theta_3 + 1)}$ – коэффициент влияния закручивания потока на входе в энергетический

регулятор в полости высокого давления центробежного вентилятора на теоретическую циркуляцию;

Из выражений для K_q и K_Γ видно, что эффективность преобразования энергии потока полости высокого давления корпуса вентилятора в кинетический момент зависит от геометрических параметров энергетического регулятора и его профилей. Для анализа зависимости коэффициентов K_q , K_Γ от геометрии радиальной решетки профилей энергетического регулятора и их влияния на коэффициент теоретической циркуляции были произведены расчеты в соответствии с полученными формулами.

На рис. 3 представлены графики зависимости K_q , K_Γ от густоты решетки профилей в энергетическом регуляторе при различных значениях углов установки профилей β_n . Из анализа рис 3. видно, что с увеличением густоты решетки f профилей регулятора коэффициент K_Γ уменьшается. При этом чем меньше угол установки профилей β_n , тем больше значения коэффициента K_Γ . Следует подчеркнуть, что при $f=0$ коэффициент $K_\Gamma=1$, то есть имеет место течение потока в энергетическом регуляторе в форме безвихревой циркуляции, когда $\Gamma_n=\Gamma$. Коэффициент влияния на циркуляцию расхода потока K_q возрастает по мере увеличения густоты решетки профилей. При густоте решетки профилей энергетического регулятора $f=0$ $K_q=0$, то есть изменение расхода потока в этом случае не влияет на циркуляцию потока в энергетическом регуляторе. Теоретические расчеты предельных состояний энергетического регулятора показывают, что при $\beta_n=90^\circ$ $f \rightarrow \infty$, $K_q \rightarrow 0$, $K_\Gamma \rightarrow 0$, то есть на всех режимах обтекания ЭНА циркуляция потока в нем $\Gamma_n=0$.

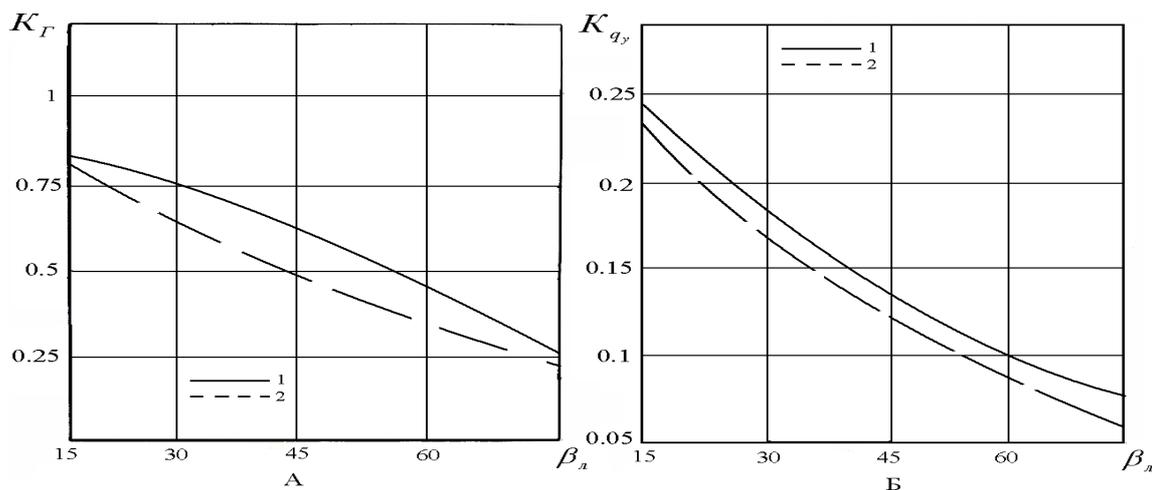


Рис. 3. Зависимость коэффициентов K_r, K_{qy} от угла установки профилей в РЭНА $f=4,0$: 1 – $\bar{D}_B = 0,74$; – $n_n=18$

Полученное уравнение аэродинамической характеристики энергетического регулятора (10), связывающее его коэффициенты K_q и K_r с геометрией радиальной решетки профилей, позволяет производить предварительный инженерный расчет параметров РЭНА, обеспечивающих его высокую аэродинамическую эффективность. Указанное существенно снижает сроки и затраты на экспериментальную доработку конструкции радиального энергетического регулятора. В соответствии с этим методом спроектирован энергетический регулятор РЭНА94-72 для газоотсасывающего вентилятора ВЦГ-7А.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Горлин С. М. Экспериментальная аэродинамика. – М.: Высшая школа, 1970. – 423 с.
2. Косарев Н. П., Макаров В. Н. Аэродинамика центробежных вентиляторов со струйным управлением обтеканием. // Известия УГГУ. – 2007. – Вып. 22. – С. 93 – 100.
3. Майкапар Г. И. Расчет круговых решеток // В сб.: Промышленная аэродинамика. – М: Машиностроение, 1966, вып. 28. – с. 3-32.

О РЕКОНСТРУКЦИИ ШАХТНОЙ ВЕНТИЛЯТОРНОЙ УСТАНОВКИ ВОД-40 ШАХТЫ "РАСПАДСКАЯ", СТВОЛ № 5

КАЛАШНИКОВ Д. А.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Вентиляторная установка ВОД-40 эксплуатируется с 1973 г., за это время многие узлы установки утратили свое предназначение, что требует решения определенных технических задач. Решение этого вопроса сводится: к покупке новой вентиляторной установки и изменению здания вентиляторной установки (ВУ), а также фундаментной рамы и подводящего канала, что в свою очередь приводит к очень большим капитальным затратам, либо произвести реконструкцию старой ВУ.

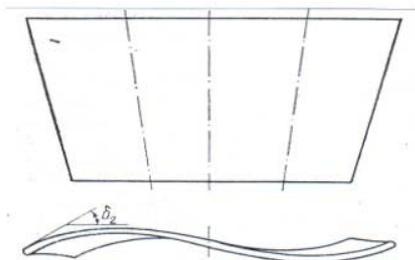
В работе была поставлена задача: повысить экономичность, надежность работы и восстановить реверсивные свойства ВУ.

На основе анализа последствий аварий на ГВУ шахт установлен ранжированный по степени тяжести аварий ряд основных узлов вентиляторов: коренные валы, главные подшипниковые узлы, направляющие (спрямляющие) аппараты, соединительные муфты и др. элементы.

На первоначальном этапе был произведен расчет остаточного ресурса коренного вала по фактору усталостного износа, который показал, что данная ВУ может безопасно эксплуатироваться в течение 23 лет [1]. Для повышения надежности работы рекомендуется произвести выбор новых подшипниковых опор. Особое внимание уделялось работоспособности подшипника с учетом влияния смазки и износа поверхности качения, т. к. подшипники выходят из строя не в результате усталостного разрушения поверхности качения, а вследствие абразивного износа при загрязнении, недостаточной смазки и коррозии. В этих опорах фактическая долговечность подшипника часто оказывается ниже расчетной [3].

На вентиляторах типа ВОД ввиду выхода из строя эластичных лопаток промежуточных направляющих аппаратов (ПНА) существенно ухудшаются аэродинамические качества и утрачиваются реверсивные свойства,

кроме того отрыв лопаток от узлов крепления и попадания их во второе рабочее колесо (РК) приводит к поломке лопаток и аварии на установке. Поэтому целесообразно применить ПНА новой конструкции (см. рис.), имеющие S-образный профиль лопаток, позволяющий при жестком их креплении осуществлять раскручивание потока как в прямом, так и в реверсивном режимах работы вентилятора. Профиль лопатки ПНА выполнен таким образом, что угол входа лопатки ПНА со стороны рабочего колеса первой ступени соответствует углу входа воздушного потока в аппарат при прямой работе вентилятора. Изгиб лопатки со стороны второй ступени, служащий для раскручивания воздушного потока в реверсивном режиме работе



вентилятора, принимается в 1,5-2 раза меньше угла входа для лучших условий входа потока на второе рабочее колесо. Конструкция ПНА позволяет исключить радиальные зазоры между лопатками аппарата и корпусом и втулкой вентилятора, а также осуществить установку увеличенного количества лопаток, что улучшит аэродинамику проточной части вентилятора [4].

Рис. Промежуточный направляющий аппарат новой конструкции

Расчет и построение нового профиля лопаток РК произведен по коэффициентам ЦАГИ, определяющим геометрические параметры, разработанные на основе радиального равновесия потока в лопаточных венцах вентиляторов [2]. Соотношение числа лопаток РК и ПНА, с акустической точки зрения, не должны быть кратными, поэтому, согласно акустическим номограммам, число лопаток ПНА принимаем в количестве 17 шт.

Произведенная реконструкция позволит существенно повысить безопасность эксплуатации и повысить экономический эффект при работе ВУ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. МУ15-2007 "Методические указания по определению остаточного ресурса шахтных вентиляторов главного проветривания, работающих с превышающим нормативным сроком эксплуатации". – М.: Изд-во "Цветметналадка", 2007. – 18 с.
2. Тимухин С. А. Оптимизация параметров и процессов стационарных машин". – Екатеринбург: Изд-во УГТУ, 2006. – 244 с.
3. Перель Л. Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание. – М.: Изд-во "Машиностроение", 1983. – 543 с.
4. А. с. 802604. Промежуточный направляющий аппарат осевого реверсивного вентилятора. Авт. изобрет. А. А. Шиловский, С. А. Тимухин, К. С. Подвысоцкий. 22.06.87.

О РАЗРАБОТКЕ ПОДЗЕМНЫХ ВЗРЫВОЗАЩИЩЕННЫХ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

КАРГИН И. В.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Рост интенсивности горных работ и нагрузок на забои с применением мощных высокопроизводительных машин и механизмов сопровождается повышением пылеобразования и увеличением концентрации вредных газов, продуктов взрывания ВВ. Это приводит к ухудшению рудничной атмосферы, значительному увеличению требуемых мощностей главных вентиляторных установок. В условиях большой глубины ведения горных работ и наличия огромных отработанных пространств вентиляционная сеть становится трудноуправляемой. В этой связи важное значение приобретают экономичность и надежность проветривания рудников.

В 2001 г. на шахтах СУБРа было проведено обследование вентиляционной системы с целью поиска путей повышения ее эффективности на ближайшую (10-15 лет) и дальнюю перспективу, связанную со вскрытием глубоких горизонтов (см. рис.).

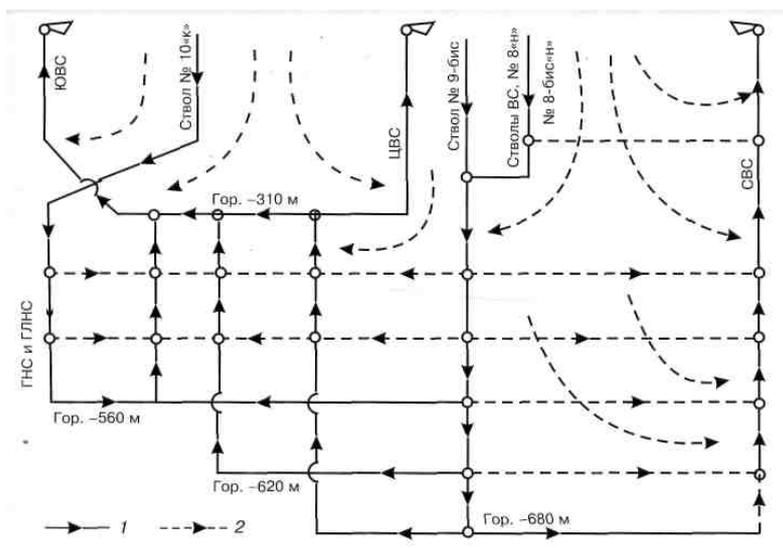


Рис. Упрощенная схема вентиляции шахты "Черемуховская":

1 – основные выработки и направление потоков воздуха в них; 2 – потоки воздуха в выработках отработанных горизонтов и выработанном пространстве

Выполнить полную герметизацию выработанных пространств даже теоретически не представляется возможным по следующим причинам. Во-первых, с ними непосредственно связаны все добычные участки. Кроме того, на шахтах СУБРа вынуждены использовать выработки многих уже отработанных горизонтов для выдачи исходящей струи с нижележащих рабочих горизонтов, для размещения мастерских по ремонту самоходной техники, для устройства промежуточных насосных станций и т. д. Во-вторых, принятая система вскрытия и отработки залежи требует проходки большого числа полевых выработок (транспортных, откаточных, вентиляционных восстающих, орт-заездов и др.), связанных с рудными, которые, по мере отработки пласта, естественно изолируются. Однако устанавливаемые в этих выработках в большом количестве изолирующие устройства дают в сумме значительные объемы теряемого воздуха, большая часть которого уходит в выработанные пространства. В-третьих, оставление ограждающих целиков, которые бы изолировали друг от друга участки выработанных пространств, нецелесообразно ввиду значительного увеличения потерь руды, а также неблагоприятно по фактору удароопасности. Североуральские бокситовые месторождения, как известно, являются одними из самых удароопасных в России, а технологические целики – техногенными концентраторами напряжений.

На основании данных обследования вентиляционных систем рассматривалось четыре варианта повышения эффективности проветривания шахт [1]:

1. Использование традиционных методов восстановления выработок путем их изоляции;
2. Установка более мощных вентиляторов, что потребует строительства новых зданий и вентиляционных каналов и увеличения эксплуатационных затрат при использовании этих вентиляторов;
3. Проходка новых стволов до отметки нижних горизонтов – длительный по времени и дорогой путь, требующий больших затрат;
4. Строительство подземных вентиляторных установок на каком-то базовом горизонте.

Результаты обследования вентиляционных систем шахт послужили основой для создания вентиляционных моделей, на базе которых рассматривались различные варианты проветривания шахт при развитии горных работ на нижележащих горизонтах. Наилучшими показателями обладали схемы вентиляции с расположенными под землей вентиляторными установками.

Сравнение вариантов показало, что подземные вентиляторные установки, имеющие примерно ту же мощность, что и существующие поверхностные, решают поставленные задачи в полной мере и являются единственной альтернативой всем остальным вариантам по объему работ и затрачиваемым средствам.

В связи с этим возникает необходимость в создании крупных подземных вентиляторных установок главного проветривания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мохирев Н. Н. Системы вентиляции шахт ОАО "Севералюкситруда" и пути повышения их эффективности. // "Горный журнал", № 3, 2004.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА β НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ВАЛОВ ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

ЖАТКИН А. Н.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

К числу основных факторов, влияющих на долговечность коренных валов вентиляторов главного проветривания (ВГП), относится динамический коэффициент, учитывающий увеличение прогиба вала при приближении его к резонансной частоте. (коэффициент усиления β).

Однако в настоящее время значение этого коэффициента в установлении нормативных сроков службы ВГП не учитывается. Учитываются только типоразмеры вентиляторов, а именно:

20 лет – срок службы ВУГП с \varnothing рабочего колеса вентилятора 2500 мм;

25 лет – срок службы ВУГП с \varnothing рабочего колеса вентилятора от 2500 до 3150 мм;

30 лет – срок службы ВУГП с \varnothing рабочего колеса вентилятора более 3150 мм.

Определяется данный коэффициент по формуле:

$$\beta = \frac{1}{1 - \left(\frac{n}{n_1}\right)^2},$$

где n – рабочая частота вращения вала вентилятора; n_1 – критическая частота вращения вала вентилятора, теоретическое значение которой находится следующим образом:

$$n_1 = \frac{30 \cdot \pi}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J_{\text{экв}}}{q_{\text{экв}} \cdot (1 + 2\mu)}},$$

где E – модуль упругости материала вала; $J_{\text{экв}}$ – момент инерции эквивалентного вала; $q_{\text{экв}}$ – интенсивность собственной массы эквивалентного вала; l – расстояние между подшипниковыми опорами; μ – коэффициент Пуассона.

Напряжение суммарного изгибающего момента будет определяться как:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{\sum M_{\text{н}} + \beta \cdot \sum M_{\text{в}}}{W},$$

где $\sum M_{\text{н}}$ – суммарное значение момента сил от невращающихся нагрузок; $\sum M_{\text{в}}$ – суммарное значение момента сил от вращающихся нагрузок.

Из практики Норильского ГМК установлено, что вентилятор ВРЦД-4,5 имеет фактическую критическую частоту вращения вала $n_1 = 590 \text{ мин.}^{-1}$, хотя расчетное значение этой частоты составляет $n_1 = 815 \text{ мин.}^{-1}$. Это привело к тому, что 1 агрегат ВРЦД-4,5 отработал менее 0,5 нормативного срока службы, а второй агрегат выработал свой ресурс, примерно равным нормативному сроку.

Таким образом, необходимо определять фактическое значение критической частоты вращения вала вентилятора для более точного определения коэффициента усиления β с целью более обоснованного установления нормативных сроков службы вентиляторов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тимухин С. А. Оптимизация параметров и процессов стационарных машин. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2006. – 244 с.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ШАХТНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ С S-ОБРАЗНЫМИ ЛОПАТКАМИ

МАКАРОВ В. Н., ФОМИН В. И., ВОЛКОВ С. А.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Требования, предъявляемые к режимам проветривания газообильных угольных шахт, существенно большая их вентиляционная энергоемкость, делают актуальной проблему надежного и экономичного проветривания и, как следствие, разработку высокоэффективных вентиляторных комплексов проветривания газообильных угольных шахт, включающих в себя вентиляторные установки главного проветривания и газоотсасывающие вентиляторные установки.

Вентиляторные установки главного проветривания (ВУГП) и газоотсасывающие установки, входящие в состав вентиляторного комплекса комбинированного проветривания (ВККП), предназначены для обеспечения необходимых вентиляционных параметров в газообильной угольной шахте, при которых достигаются нормативные требования санитарно-гигиенических условий, предотвращения проявлений метаноопасности и газового барьера. Многосвязная комбинированная вентиляционная система угольных шахт представляет собой аэрогазодинамически соединенные вентиляционную и газоотводящую сети, причем последняя состоит из выработанного пространства газоотводящих выработок и скважин. Специфика газоотводящей сети, ее аэрогазодинамическая связь с вентиляционной общешахтной сетью приводит к взаимозависимости режимов работы вентиляторов в составе комплекса комбинированного проветривания, при всем разнообразии горно-геологических и технологических условий.

Малые эквивалентные отверстия газоотводящих сетей требуют соответственно и низкую удельную быстроходность газоотсасывающих вентиляторов, то есть большую их аэродинамическую нагруженность по сравнению с вентиляторами главного проветривания (ВГП).

Широкий диапазон вентиляционных режимов по расходу и давлению требует увеличения адаптивных свойств вентиляторов комбинированного проветривания, то есть улучшения регулируемости режимов их работы, причем особенности комбинированной вентиляционной системы, накладывают соответствующие требования на соотношения параметров регулируемости вентиляторов.

Разработка аэродинамических схем с высокими коэффициентами давления является наиболее эффективным направлением создания высоконапорных шахтных центробежных вентиляторов. Однако анализ существующих схем [3] показывает, что между коэффициентом давления $H_{ст}$, непосредственно связанным с углом $\beta_{2л}$ выхода лопаток рабочего колеса и максимальным статическим к. п. д. $\eta_{ст}$ вентилятора, существует хотя и статистическая, но достаточно жесткая связь, а именно: начиная с $H_{ст} = 0,7 \pm 0,075$, увеличение этого параметра приводит к быстрому снижению экономичности, в частности, увеличение $H_{ст}$ от 0,7 до 0,9 снижает $\eta_{ст}$ в среднем от 0,86 до 0,8. Учитывая большую энергоемкость шахтных вентиляторов, мощность привода которых составляет 1000-5000 кВт, а также непрерывность их работы, становится очевидным, что снижение достигнутой экономичности недопустимо.

В практике шахтного вентиляторостроения для повышения эффективности турбомашин нашли применение рабочие колеса с разновидностью S-образных колес, выполненных с большей толщиной, чем это принято обычно, а выходной участок рабочей стороны лопатки имеет кривизну, обратную кривизне основной рабочей стороны лопатки, с радиусом кривизны основной ее части рабочей стороны [2].

Такое выполнение лопатки изменяет направление центробежной силы и осуществляет надежное прижатие потока к лопатке, увеличивает угол выхода лопатки по ее рабочей стороне до 50-70°, при этом угол выхода по средней линии лопатки возрастает до 45-55°, что позволяет увеличить коэффициент статического давления вентилятора до $H_{ст} = 0,9$, то есть на 30%.

Однако следует заметить, что в проводимых при их создании исследованиях основное внимание уделялось оптимизации рабочей поверхности лопатки центробежного вентилятора, то есть профиля в области повышенного давления, в то время как для шахтных вентиляторов, имеющих малую густоту круговых решеток профилей, характерно взаимное влияние особенностей канального течения в межлопаточных каналах и обтекания профилей. По этой причине, для повышения аэродинамической нагруженности, адаптивности и экономичности шахтных вентиляторов, принципиальное значение имеет характер течения на тыльной поверхности лопатки рабочего колеса в области ее выходного участка, где формируется зона разрежения потока, поскольку указанные выше характеристики определяются разностью давлений на рабочей и тыльной поверхностях лопатки. Аэрогазодинамический профиль в данном случае способствует повышению эффективности взаимодействия основного потока с тыльной поверхностью рабочей лопатки круговой решетки, улучшая тем самым ее аэродинамические характеристики.

Задача математического описания результирующего течения, сформированного взаимодействием управляющей струи и основного потока в межлопаточных каналах рабочего колеса центробежного вентилятора, чрезвычайно сложна и до настоящего времени без значительно упрощающих картину течения допущений еще не решена.

Для построения уравнений регрессий геометрических параметров накрылка лопатки рабочего колеса, обеспечивающего наибольший прирост аэродинамической нагруженности и экономичности, были проведены экспериментальные исследования.

Поскольку ранее было показано, что на аэродинамическую нагруженность круговой решетки влияет не только профиль рабочей поверхности, но и форма тыльной поверхности профиля, были проведены дополнительные аэродинамические испытания по профилированию тыльной и рабочей поверхностей лопатки рабочего колеса на выходном участке с целью установления зависимости от них коэффициента давления и к. п. д. вентилятора. На рис. 1 приведены вышеуказанные зависимости для спрофилированного по предложенной схеме классического накрылка и накрылков с одно-, двухщелевыми аэродинамическими зазорами. Основные геометрические параметры, характеризующие профильный аэродинамический накрылок: $\delta_{щ}$ – высота щелевого накрылка; $\delta_{п}$ – высота профильного накрылка; $r_{рп}$ – радиус кривизны рабочей

поверхности профильного накрывка; $r_{тп}$ – радиус кривизны тыльной поверхности профильного накрывка; $r_{тщ}$, $r_{рщ}$ – радиусы кривизны тыльной и рабочей поверхностей щелевого накрывка; $h_{щ}$ – высота профилированного щелевого канала на входе; $K_{щ}$ – конфузурность профилированного щелевого канала; $r_{рл}$, $r_{тл}$ – радиусы кривизны рабочей и тыльной поверхностей лопатки на стыке с накрывком.

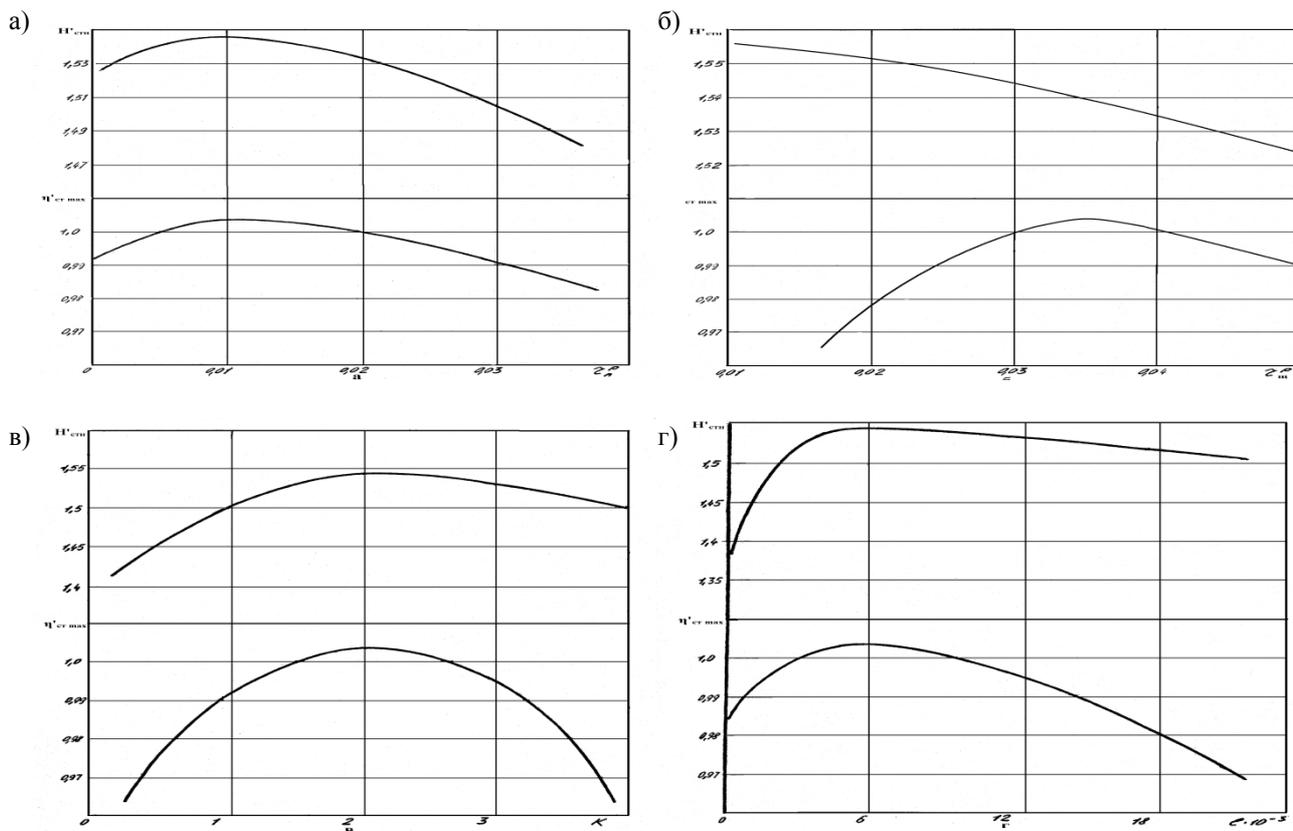


Рис. 1. Зависимость параметров номинального режима центробежного вентилятора от геометрических характеристик профильного щелевого накрывка: а – радиус кривизны r_n^p ; б – радиус кривизны $r_щ^p$; в – конфузурность профилированного канала; г – длина профилированного канала

Обработка экспериментального материала производилась с использованием критериев Кохрена для проверки однородности дисперсий параллельных опытов, Стьюдента – для проверки значимости коэффициентов регрессии, Фишера – для проверки адекватности полученной модели при 2,5-процентном уровне значимости [1].

С использованием метода статического линейного планирования эксперимента были получены уравнения регрессии для указанных параметров и диапазоны их оптимального изменения. В качестве целевой функции были приняты коэффициент статического давления и к. п. д. [4]. В частности, для радиуса рабочей поверхности щелевого накрывка и высоты профилированного канала на входе имеем:

$$\bar{r}_{рщ} = 0,81\bar{\delta}_{щ}; \quad (1)$$

$$\bar{h}_1 = 0,447\bar{\delta}_{щ}^{-0,339} + 0,0048. \quad (2)$$

Из анализа полученных зависимостей можно сделать следующие выводы.

Оптимальное профилирование тыльной и рабочей поверхности классического накрывка по отношению к известным накрывкам с профилированной рабочей поверхностью позволяет увеличить коэффициент статического давления центробежного вентилятора до значения $H_{ст} = 1,1$; то есть на 14 % при сохранении статического к. п. д. $\eta_{ст} = 0,86$. Применение радиальной аэродинамической схемы с оптимально профилированными щелевыми накрывками лопаток позволяет довести коэффициент статического давления центробежного вентилятора до значения $H_{ст} = 1,2$, то есть увеличить по отношению к базовой схеме на 23 %, а по отношению к профилированному классическому накрывку – на 9 %. Таким образом, применение профилированного щелевого накрывка даже без вихревой камеры дает дополнительный прирост развиваемого вентилятором давления. Необходимо учитывать, что на струю управляющего потока, выходящего из профилированной щели на тыльную поверхность накрывка, оказывают негативное влияние центробежная сила инерции не только от кривизны накрывка, но и от вращательного движения рабочего колеса. Действие эффекта Коанда на аэродинамическую струю в случае применения профилированного щелевого накрывка приводит к увеличению статического к. п. д. вентилятора до значения $\eta_{ст} = 0,87$ при прочих равных условиях. Двухщелевой

профилированный накрывок с оптимальными геометрическими параметрами позволяет достичь $H_{ст} = 1,24$ и $\eta_{ст} = 0,88$, то есть дает незначительный прирост параметров при усложнении конструкции рабочего колеса.

На рис. 2 приведена аэродинамическая характеристика модели центробежного вентилятора с однощелевым накрывком Ц120-18 и двухщелевым накрывком Ц124-18, спроектированными в соответствии с предложенной методикой расчета.

На рис. 3 приведена аэродинамическая характеристика радиальной аэродинамической схемы Ц120-18, на базе которой разработан типоразмерный ряд шахтных центробежных газоотсасывающих вентиляторов ВЦГ-7А, ВЦГ-9М, ВЦГ-15М.

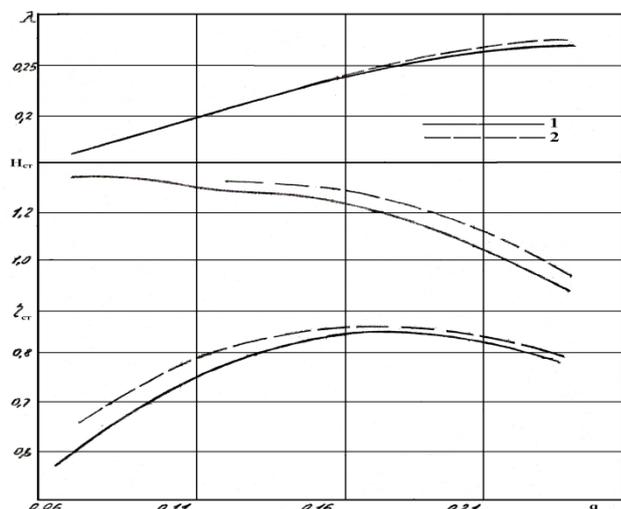


Рис. 2. Аэродинамические характеристики моделей центробежных вентиляторов:
1 – Ц 120-18 с однощелевым накрывком;
2 – Ц 124-18 с двухщелевым накрывком

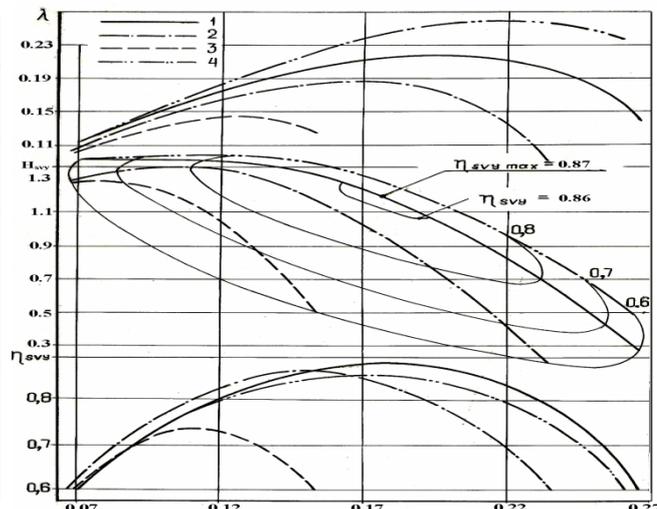


Рис. 3. Аэродинамическая характеристика модели вентиляторной установки по схеме Ц 120-18:
1 – $\theta_{НА} = 0^\circ$; 2 – $\theta_{НА} = 30^\circ$; 3 – $\theta_{НА} = 60^\circ$; 4 – $\theta_{НА} = -30^\circ$

Указанные вентиляторы нашли широкое применение для комбинированного проветривания газообильных угольных шахт в условиях применения высокопроизводительных очистных комплексов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Барский Л. А., Козин В. З. Системный анализ в обогащении полезных ископаемых. – М.: Недра, 1978. – 486 с.
2. Ковалевская В. И., Пак В. В. Разработка высоконапорных шахтных центробежных вентиляторов главного проветривания // В сб.: Разработка месторождений полезных ископаемых. – Киев: 1986. – С. 3-9.
3. Соломахова Т. С., Чебышева К. В. Центробежные вентиляторы. – М.: Машиностроение, 1980. – 176 с.
4. Тимме В. А. Оптимизация технико-экономических параметров гидротурбин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 271 с.

О НЕОБХОДИМОСТИ СОЗДАНИЯ ПОДЗЕМНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

БОКОВ А. В., БРЮХОВСКИХ М. П., САВИН А. Н.
ГОУ ВПО "Уральский Государственный горный университет"

Рост интенсивности горных работ и нагрузок на забои с применением мощных высокопроизводительных машин и механизмов сопровождается повышением пылеобразования и увеличением концентрации вредных газов, продуктов взрывания ВВ. Это приводит к ухудшению рудничной атмосферы, значительному увеличению требуемых мощностей главных вентиляторных установок. В условиях большой глубины ведения горных работ и наличия огромных отработанных пространств вентиляционная сеть становится трудноуправляемой. В этой связи важное значение приобретают экономичность и надежность проветривания рудников. В последние годы эта проблема для шахт СУБРа стала особенно актуальной.

Шахтами ОАО "Севералюксидруд" отрабатывается бокситовая пластообразная залежь на глубинах 800-950 м (абсолютные отметки от -600 до -750). Именно на таких глубинах возникают проблемы, связанные с подачей требуемых объемов свежего воздуха в очистные забои.

Для повышения эффективности вентиляции шахт в течение последних 3 лет на трех основных шахтах ("Красная Шапочка", "Черемуховская" и "Кальинская") были произведены комплексные исследования вентиляционных систем.

Рассмотренные шахты объединяет то, что отработка залежи ими ведется примерно на одной глубине (рабочие горизонты от -560 до -770 м) и значительные объемы воздуха поступают в шахты неконтролируемо с

поверхности по выработанным пространствам. Полученные результаты показали, что использование существующих поверхностных вентиляторных установок на этих глубинах становятся неэффективными. Для подачи требуемых объемов воздуха в рабочие и во вновь подготавливаемые горизонты необходимо разработать мероприятия, которые бы повысили эффективность вентиляционных систем шахт.

На основании данных исследования вентиляционных систем был предложен вариант – строительство подземных вентиляторных установок на выбранном базовом горизонте.

Результаты исследования вентиляционных систем шахт послужили основой для создания подробных вентиляционных моделей, на базе которых рассматривались различные варианты проветривания шахт при развитии горных работ на нижележащих горизонтах. Наилучшими показателями обладали схемы вентиляции с расположенными под землей вентиляторными установками. Из всех анализируемых схем вентиляции были выбраны варианты, при которых поступление воздуха в шахту по выработанным пространствам сокращалось до минимума или же прекращалось почти полностью. К примеру, для шахты "Красная шапочка" такой вариант заключался в том, что в шахте должны работать три подземные вентиляторные установки, расположенные на базовом горизонте -860 м: две установки – на флангах и одна – в центре шахтного поля.

Сравнение вариантов показало, что подземные вентиляторные установки, имеющие примерно ту же мощность, что и существующие поверхностные, решают поставленные задачи и являются единственной альтернативой всем остальным вариантам по объему работ и затрачиваемым средствам.

Однако вентиляторы, предусмотренные в проекте ВЦ-15 (5 штук в каждой установке), малопримлемы для этих целей, так как имеют ряд недостатков:

- большие размеры вентиляторной камеры. Для пяти вентиляторов ВЦ-15 размеры камеры составляют: длина – 5,4 м, ширина – 8 м, высота – 6,3 м, что дает объем выработанного пространства камеры – 2722 м³ – без учета обводных каналов и камеры переключающих ляд;

- большие капитальные затраты на сооружение такой схемы проветривания нижних горизонтов шахт.

Поэтому перспективной заменой будет применение вентиляторных установок, обладающих:

- большой единичной подачей порядка 80-100 м³/с;

- небольшими габаритами для использования в стесненных подземных условиях;

- схемой реверса, не требующей обводных каналов и переключающих ляд.

Таким требованиям в наибольшей степени отвечают подземные взрывозащищенные осе-радиальные вентиляторы с диаметром рабочего колеса 1,8 м, разрабатываемые в настоящее время на кафедре горной механики УГГУ.

СПОСОБ ЗАЩИТЫ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ СТАЦИОНАРНЫХ КОМПРЕССОРОВ ОТ НАКИПЕОБРАЗОВАНИЯ

ЖАТКИН А. Н., МИНЯЕВ Ю. Н.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Существующая система охлаждения компрессорных установок имеет ряд существенных недостатков, обусловленных особенностями их эксплуатации. Это, прежде всего, увеличенная запыленность атмосферы, отсутствие, как правило, источников чистой пресной воды, наличие длинных магистральных трубопроводов. Все это вместе предъявляет особые требования к работе систем охлаждения компрессоров. В то же время используемая для охлаждения шахтная вода обладает повышенным содержанием и различными примесями. Во многих случаях общая жесткость воды достигает 20 мг-экв/л, что почти в 3 раза больше, чем допускается Правилами устройства и безопасной эксплуатации стационарных компрессорных установок, воздухопроводов и газопроводов. Это приводит к быстрому загрязнению теплообменных поверхностей. Снижение интенсивности теплообмена вследствие роста отложений приводит к уменьшению экономичности и безопасности работы компрессорных установок. В частности, уже при температуре воздуха около 150 °С может произойти самовозгорание нагаромасляных отложений в воздушных коммуникациях, являющееся причиной детонационных взрывов.

Все традиционные химические или физические методы очистки воды имеют ряд недостатков. Изменения состава известкового налета под воздействием, например, физических приборов нестабильны и носят временный характер. На коррозию и микробиологический состав воды физические методы очистки почти не влияют. При химической обработке невозможно равномерно распределить нужную концентрацию добавок по всей системе, да и сами эти добавки имеют негативное побочное влияние на качество воды.

Технология "Merus" представляет совершенно иной принцип воздействия. Каждый элемент, каждая молекула обладают свойственными только им молекулярными колебаниями. Они неповторимы как отпечатки пальцев. "Merus" может записывать и сохранять эти колебания, воздействуя на вещества более активными колебаниями, при которых в водной среде происходит изменение физических свойств примесей, отложений, ржавчины.

Принцип действия прибора "Merus" основан на воздействии производимых им резонансных электромагнитных колебаний на собственные колебания молекулы воды, что изменяет физические свойства воды, переводя кристаллы растворенных в ней солей в аморфную фазу с последующей кристаллизацией в объеме воды, а двухвалентное железо – в трехвалентное.

Прибор изготовлен из специального сплава алюминия, меди и кремния и работает на абсолютно новом принципе квантовой теории физики, основанном на запоминании информации металлом. Каждый прибор проходит специальную обработку на заводе-изготовителе, исходя из условий применения по объему протока воды либо другой жидкости.

Включение прибора в работу происходит за счет слабых электрических и магнитных полей, возникающих в результате движения потока жидкости по трубопроводу.

Современная технология, на основе последних достижений квантовой теории, дает возможность "собирать" биосигналы (молекулярные колебания), акустические сигналы и сигналы магнитных и электрических полей на носитель информации и передавать их далее на приемное устройство.

Эти сигналы совпадают по времени с молекулярными колебаниями кальция растворенного в воде.

Благодаря этому повышается растворимость кальция в воде. Известковые налеты сокращаются (см. рис.).

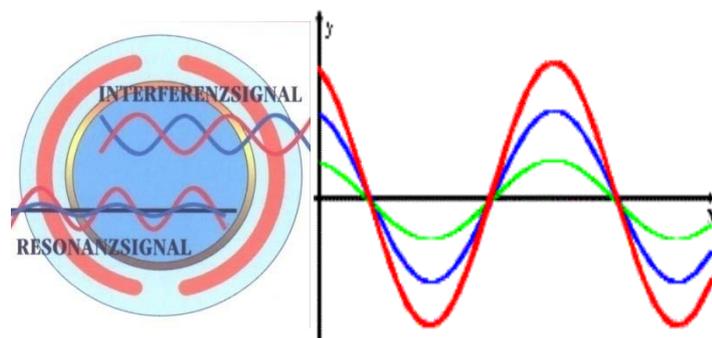


Рис. Диаграмма колебаний

- средняя линия – собственные колебания атомов, составляющих молекулу воды;
- наружная линия – колебания, производимые прибором Merus;
- внутренняя линия – суммарные колебания, которые приобретает молекула воды после действия прибора.

Преимущества прибора Merus.

- Merus является неожиданно недорогой альтернативой традиционным установкам химводоподготовки и магнитной обработки воды;
- Merus идеален и прост в установке. Два полукольца охватывают магистральную трубу, а затем крепятся между собой с помощью винтов;
- Merus не нуждается в никаком техническом обслуживании. Таким образом не возникают дополнительные затраты на техническое обслуживание;
- Merus работает без тока. Не возникает никаких затрат на электроэнергию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Миняев Ю. Н. Энергосбережение при производстве и распределении сжатого воздуха на промышленных предприятиях. – Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 2002. – 151 с.
2. Миняев Ю. Н. Энергетическое обследование пневмохозяйства промышленных предприятий. – Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 2003. – 132 с.

ОБ ОЦЕНКЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

ПЕТРАКОВСКИЙ А. С.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

На горных предприятиях Свердловской области с подземной добычей полезных ископаемых из 111 эксплуатируемых подъемных установок 75 выработали свой ресурс [1]. Все они, начиная с 2000 по 2006 гг., неоднократно подвергались экспертизе промышленной безопасности в соответствии с требованиями "Методических указаний по проведению экспертных обследований шахтных подъемных установок" (РД03-422-01).

В соответствии с "Положением о порядке продления срока безопасной эксплуатации технических устройств, оборудования и сооружений на опасных производственных объектах" [3], ЗАО Центр диагностики и экспертизы "Цветметналадка" при участии кафедры горной механики УГТУ были разработаны "Методические указания по определению остаточного ресурса шахтных подъемных машин, работающих с превышением нормативного срока эксплуатации" [2].

Основная идея: оценка – по фактору усталостной прочности максимально нагруженных элементов.

Определение остаточного ресурса подъемной машины по фактору усталостной прочности коренного вала

$$\Delta N_{\text{ост}} = N_{\text{доп}} - N_{\text{ф}}. \quad (1)$$

Определение допустимого числа нагрузочных циклов вала до разрушения

$$N_{\text{доп}} = \frac{10^m}{K_3}, \quad (2)$$

где m – показатель степени; K_3 – коэффициент запаса.

Определение фактического числа циклов нагружения вала до разрушения

$$N_{\text{ф}} = T_{\text{год}} \cdot t_{\text{ч}} \cdot K_{\text{и}} \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot t, \quad (3)$$

где $T_{\text{год}}$ – число рабочих дней подъемной машины в течение года; $K_{\text{и}}$ – коэффициент использования подъемной машины в течении времени; n_1 – число подъемных циклов за один час; n_2 – число циклов нагружения (оборотов) вала за один подъемный цикл; t – число лет эксплуатации подъемной машины; $t_{\text{ч}}$ – продолжительность работы машины за день.

Определение времени дополнительной эксплуатации подъемной машины по фактору усталостной прочности коренного вала

$$\Delta t_{\text{ост}} = \frac{\Delta N_{\text{ост}}}{T_{\text{год}} \cdot t_{\text{ч}} \cdot K_{\text{и}} \cdot n_1 \cdot n_2}. \quad (4)$$

Рассмотрим приложение данной методики применительно к валу шахтной подъемной машины МК 3,25×2, установленной на ЗАО "Урупский ГОК":

$$N_{\text{доп}} = \frac{10^{9,04}}{1,6} = 6,85 \cdot 10^8,$$

$$N_{\text{ф}} = 305 \cdot 21 \cdot 0,8 \cdot 30 \cdot 64,48 \cdot 37 = 3,67 \cdot 10^8,$$

Результаты расчетов должны быть оформлены протоколом с выводами об общем остаточном ресурсе

$$\Delta N_{\text{ост}} = 6,85 \cdot 10^8 - 3,67 \cdot 10^8 = 3,18 \cdot 10^8,$$

$$\Delta t_{\text{ост}} = \frac{3,18 \cdot 10^8}{305 \cdot 21 \cdot 0,8 \cdot 30 \cdot 64,48} = 32 \text{ (г.)}.$$

подъемной машины и режимов его эксплуатации (на паспортных или ограниченных) при необходимости с указанием рекомендаций об усилении ограниченно ремонтпригодных элементов подъемных машин [2].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пивоваров В. П., Пыхтеев В. Б., Матвеев А. В. Дать механизму вторую жизнь // Технадзор, № 6, май 2007 г.
2. Тимухин С. А., Попов Ю. В., Пивоваров В. П., Юдкин Б. Ю., Попович В. П. Методические указания по определению остаточного ресурса шахтных подъемных машин, работающих с превышением нормативного срока эксплуатации. – Екатеринбург: 2007.
3. Положение о порядке продления срока безопасной эксплуатации технических устройств, оборудования и сооружений на опасных производственных объектах, 2002.

О РЕКОНСТРУКЦИИ ГЛАВНОЙ ВЕНТИЛЯТОРНОЙ УСТАНОВКИ С ВЕНТИЛЯТОРАМИ ВОКД-3,6 ОАО "БРУ" ШАХТЫ "СЕВЕРОПЕСЧАНСКАЯ"

ЛИТВИНОВ Р. О.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Главная вентиляторная установка (ГВУ) с осевым двухступенчатым вентилятором ВОКД-3,6 эксплуатируется на шахте "Северопесчанская" Богословского РУ с 1967 г. Общее время непрерывной эксплуатации установки составляет 41 год при нормативном сроке службы 30 лет.

Для решения вопроса о полной замене или реконструкции этой установки было выполнено расчетное обоснование остаточного ресурса. Обоснование выполнялось в соответствии с методическими указаниями МУ-15-2007. При этом принимались во внимание практически все существенные виды нагрузок, действующих на ротор машины как вращающиеся в пространстве вместе с валом, так и не вращающиеся, условия эксплуатации машины, уровень коррозионности вентиляционных потоков, время фактической эксплуатации машины и др.

Расчет остаточного ресурса вентиляторов ведется по фактору усталостной прочности коренного вала

$$t_{\text{ост}} = \frac{Z_{\text{ост}}}{60 \cdot t \cdot n \cdot Z_n},$$

где $Z_{\text{ост}}$ – остаточное число циклов дальнейшей эксплуатации; t – число часов работы вентилятора в сутки; n – частота вращения $n=500 \text{ мин.}^{-1}$; Z_n – планируемое число рабочих суток вентилятора в году в прогнозируемом периоде (с учетом резервирования).

Фактическое число отработанных рабочих циклов вала на время прогноза:

$$Z_{\text{фак}} = 60 \cdot n \cdot t \cdot z \cdot A_{\text{фак}} = 60 \cdot 500 \cdot 24 \cdot 360 \cdot 21 = 5,4 \cdot 10^9,$$

где z – число рабочих суток вентилятора в году 360; $A_{\text{фак}}$ – фактическое число лет, отработанных вентилятором к моменту обследования.

Остаточное число циклов дальнейшей эксплуатации:

$$Z_{\text{ост}} = Z_{\text{доп}} - Z_{\text{фак}},$$

где $Z_{\text{доп}}$ – допустимое число рабочих циклов до разрушения вала, определяется по кривой усталости;

$$Z_{\text{доп}} = 10^m / K_3,$$

где $m = 14 - 7 \frac{\sigma_{\text{макс. эквив.}}}{\sigma_{-1}} \cdot K_c$; $\sigma_{\text{макс. эквив.}}$ – максимальное эквивалентное напряжение в рассматриваемом сечении; K_c – коэффициент коррозии; σ_{-1} предел выносливости (сталь 45); K_c – коэффициент, учитывающий асимметричность цикла нагружения.

В нашем случае

$$Z_{\text{ост}} = 1,1 \cdot 10^9, \text{ циклов.}$$

В результате расчетов было установлено, что остаточный ресурс вентиляторов не превышает 8,5 лет. На основе этого был сделан вывод о необходимости коренной реконструкции ГВУ или строительства новой установки.

Анализ описываемой ситуации показывает, что наиболее эффективным решением может быть замена механической части установки (вентиляторов главного проветривания ВОКД-3,6 на вентиляторы ВОД-40) с максимальным сохранением строительной части поверхностного комплекса, вентиляторного здания и др.

МЕТОДИКА ОПЫТНО-ПРОМЫШЛЕННОЙ ОЦЕНКИ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ АРМИРОВАНИЯ БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

ЗУБОВ В. В.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Методику испытания рассмотрим на примере Шведской компании Сандвик Стил Веркс.

Сандвик Стил Веркс для испытания бурового оборудования имеет лаборатории на руднике Бодас в Швеции и на рудниках Блакфонейтен и Моддер-Ист в Южной Африке.

Фирма Атлас-Копко имеет собственную опытную шахту, расположенную под цехами фирмы. Здесь на твердом граните проводят испытания новых буровых машин, инструмента и методов ведения проходческих работ.

В штате лаборатории для испытания бурового инструмента фирмы Сандвик Стил Веркс насчитывается 30 сотрудников. Ежегодно при испытании цельных буров, штанг и съемных коронок пробуривают 183 тыс. м шпуров. Кроме того, многочисленные испытания осуществляет специальный персонал на предприятиях заказчиков.

На руднике Бодас испытания проводят на двух опытных станциях: подъемной – для мокрого бурения и открытой – для сухого бурения. Испытанию подвергают цельные буры, съемные коронки и штанги в выработках длиной 50 м и сечением $1,8 \times 3,6 \text{ м}^2$. Бурение производят в стенки выработки. Шпуры располагаются близко один от другого. Испытания для условий сухого бурения осуществляют на карьерах. Опытное бурение проводят в две смены 14 операторов, двумя бригадами под руководством инженера.

При испытаниях для условий мокрого бурения применяют буровые штанги длиной 1,6 и 3,2 м с шестигранным хвостовиком с буртиком диаметром 22,2 и длиной 108 мм, буровые молотки типа ВВД-45 с пневмоподдержкой ВМТ-45.

Поскольку опытное бурение производят в шахтных условиях, факторы, влияющие на конечный результат, не могут быть постоянными, и их контролируют статистическими методами. К факторам, влияющим на результаты испытаний, относятся свойства пород, квалификация рабочего, состояние буровых машин, давление воздуха, воды и др. Чтобы уменьшить влияние этих факторов на конечный результат, буры испытывают в соответствии со специальной программой [1].

До начала испытаний буры равномерно распределяют между тремя участками так, чтобы каждая группа буров включала одну из трех марок, подлежащих испытанию. В этом случае каждый бур используют для бурения одной скважины на каждом участке. После того, как все буры пробурили по одной скважине, бурение продолжают в том же порядке на другом участке и т. д. до тех пор, пока все буры выйдут из строя. Применяя статистический метод расчета, производят сравнение различных марок сплава, буровой стали, конструкций коронок и т. д.

Для уменьшения влияния переменных факторов (крепость пород, квалификации рабочих, типа машин) на результаты испытаний буры из одной группы передают в другую.

При такой постановке работ результат будет представлять собой сумму наблюдений, полученную при бурении большого количества скважин рабочими на разных машинах в различных породах.

Для выявления эксплуатационной стойкости и причин выхода из строя в различных горнотехнических условиях инструмент испытывают на проходческих и очистных работах при бурении взрывных шпуров и скважин.

Испытаниями определялись эксплуатационная стойкость инструмента, машинная скорость бурения и причины выхода его из строя.

Причины выхода из строя инструмента классифицировали следующим образом:

– Твердосплавные коронки: разрушение твердого сплава; выпадение твердого сплава; разрушение корпуса; полный износ; прочие (потеря коронки, оставление в шпуре, завальцовка промывочных отверстий и др.);

– Буровые штанги: поломка хвостовика; поломка резьбового конца; поломка стержня; износ резьбы; прочие (деформация стержня, зашламовка промывочного отверстия);

– Соединительные муфты: продольное разрушение; поперечное разрушение; износ резьбы;

– Хвостовики: поломка резьбового конца; разрушение кулачков (выступов или шлицев); износ резьбы; прочие (расклеп торца, износ манжеты и т. д.).

Основными признаками повреждения буровых коронок является разрушение твердого сплава. Причина разрушения твердого сплава – недостаточная прочность и износостойкость в конкретных горно-технических условиях, несоблюдение правил эксплуатации, неправильная заточка с нарушением требуемой геометрии и появление трещин и прижогов на твердосплавных пластинах, а также несоблюдение установленных технологических параметров при изготовлении инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Achieve*, журнал концерна "Атлас Копко", Швеция, 2003/2004 гг.
2. Боярских Г. А. Обоснования выбора параметров и создания буровых коронок для машин ударного действия. – Екатеринбург: 1997.
3. Горное дело и строительство, журнал №1, М., ЗАО *Atlas Copco*, 2005.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОРПУСА РУКОЯТИ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

ЛУГОВЦОВ Ю. И.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Вопрос прочностных расчетов металлоконструкций мощных карьерных экскаваторов актуален и сегодня. Наиболее востребованным методом расчета является МКЭ, поэтому ниже представлен анализ напряженно-деформированного состояния металлоконструкции корпуса рукояти карьерного экскаватора ЭКГ-1500Р с ковшом емкостью 16 м³. Данная машина спроектирована компанией ООО "Уралмаш-Инжиниринг".

Расчет металлоконструкции корпуса рукояти произведен в среде *ANSYS*, в частности использован модуль *ANSYS Multiphysics*.

Особенность нагружения металлоконструкции способствовала созданию сборочной модели "ковш-рукоять". В качестве основных использованы пластинчатые КЭ (*shell 93*) с приданием им свойств материала и соответствующей толщины. Моделирование осуществляется "снизу-вверх", пошагово (*keypoints – lines – areas*). Связка ковш-рукоять реализована посредством "увязки" геометрически совпадающих в пространстве узлов центральных сечений осей (с помощью которых соединен ковш с рукоятью), посредством функции взаимного перемещения узлов (*Main Menu→Preprocessor→Coupling→Couple DOFs*). Поворот модели в пространстве осуществлен в местах опирания балок рукояти в седловом подшипнике на угол, характерный для того или иного случая нагружения.

Нагрузка и граничные условия. Нагружение металлоконструкции рассматривается не через реакции в опорах (в нашем случае это седловой подшипник), а посредством активных усилий подъема и напора. Действием усилий от веса металлоконструкций (в том числе весом породы в ковше) в расчете пренебрегаем,

так как определяющими являются стопорные усилия напора и подъема. Следовательно, расчет выполнен "в запас", так как вес разгружает металлоконструкцию корпуса рукояти от действия активных сил.

Моделирование переходного участка "балка-ригель" выполнено с использованием метода подконструкций. Практика эксплуатации машин данного типа показала, что наиболее проблемным местом является переход балки рукояти в ригель. Именно там, как правило, происходит зарождение трещин и как следствие – излом.

Конструктивно данный участок замыкает в себе элемент поковки с примыкающими к нему ребрами жесткости из толстолистового проката.

Проблема закрепления модели и приложения нагрузок была решена с помощью метода подконструкций с переносом на *solid*-модель значений перемещений с пластинчатой модели.

Анализ не дал удовлетворительного результата, вероятно, причина излома кроется либо в эксплуатационных особенностях, либо в технологии сварки данного участка металлоконструкции.

Максимальные значения эквивалентных напряжений в данном элементе составляет 150 МПа, очевидно, что конструкция обладает более чем достаточным запасом прочности.

МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ЗАЩИТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ БУРЕНИИ НА МОРЕ

БЫКОВ Д. В., ЛАГУНОВА Ю. А.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

В настоящее время морская добыча нефти ведется в акваториях 35 стран на 700 морских месторождениях, из которых 160 находятся в Северном море, 150 – на шельфе Западной Африки, 115 – в Юго-Восточной Азии [1]. Перспективы развития морского бурения в России связаны с освоением нефтяных и газовых месторождений шельфа северных и дальневосточных морей.

В связи с таким активным ростом объемов морского бурения появляются и определенные проблемы при эксплуатации технологического оборудования [2] и, в частности, по использованию современных защитных покрытий, устойчивых к воздействию агрессивных сред, например, для защиты буровых штанг, труб, инструмента и пр.

Научно-технический прогресс требует создания новых синтетических материалов с заранее заданным комплексом свойств и работающих под воздействием различных факторов.

Наиболее полно основному критерию – обеспечению устойчивости к влиянию коррозионных и других разрушающих воздействий на конструкцию и сооружения для разведки и добычи углеводородного сырья при надежном сохранении эксплуатационных параметров покрытий во времени – отвечают полиуретановые и полимочевинные антикоррозийные системы и их "гибриды", в которых в качестве отвердителя используются смеси химических соединений с гидроксильными и аминными группами [3]. Ни один класс других пленкообразователей не обладает таким многообразием свойств, которые позволяют получать покрытия с заранее заданными характеристиками. Сама химическая структура полиуретановых и полимочевинных материалов уже предполагает легкость соответствия свойств образующихся покрытий требованиям эластичности, прочности и твердости. Этот класс полимерных композиций широко используется для наружной изоляции магистральных нефте- и газопроводов.

Система антикоррозионного покрытия (САП) "БИУРС" предназначена для изоляции нефте- и газопроводов при подземной и надземной прокладке, защиты соединительных деталей и запорной арматуры труб компрессорных и насосных станций.

САП "БИУРС" отвечает основным показателям Технических требований ОАО "Газпром" к наружным покрытиям на основе терморезистивных материалов для антикоррозионной защиты труб, соединительных деталей, запорной арматуры и монтажных узлов трубопроводов с температурой эксплуатации от -20 до +100 °С. Защитное покрытие представляет собой систему, состоящую из быстроотверждающегося грунта "Праймер МБ" и защитной мастики "БИУР", которые последовательно наносятся на предварительно обработанную поверхность трубы.

Полимочевинные покрытия характеризуются рядом высоких физико-механических показателей, выделяющих их среди других пленкообразующих материалов (эпоксидных, полиэфирных, акриловых, каучуковых и др.). Они сочетают в себе такие прикладные свойства, как высокая скорость отверждения (даже при температурах ниже 0 °С), отсутствие чувствительности к влаге, исключительные физические свойства (высокая твердость, гибкость, сопротивление на раздир и прочность при растяжении, превосходную адгезию к различным подложкам, химическую стойкость и стойкость по отношению к воде), имеют хорошие диэлектрические показатели. Эти свойства обуславливают высокую погодостойкость таких материалов и сопротивление истиранию. Специфические свойства отверждения и исключительные свойства получаемых пленок позволяют использовать технику нанесения полимочевинных покрытий методом распыления для различных целей, в частности для защиты от коррозии, для создания защитных покрытий, мембран,

футеровочных и уплотняющих составов. Также полимочевины могут применяться в агрессивных средах, таких как морская соленая вода и углеводороды (газ и нефть).

Состав антикоррозионного покрытия Карбофлекс представляет собой двухкомпонентный полимочевинный материал для безвоздушного напыления. Данный состав антикоррозионного покрытия Карбофлекс предназначен для наружной защиты от подземной и атмосферной коррозии: нефте-, газопроводов; соединительных деталей трубопроводов; резервуаров; крановых узлов и запорной арматуры; гнутых отводов с температурой эксплуатации до 60 °С. Преимущества: долговечность, высокие адгезионные свойства, повышенная стойкость к истиранию, бесшовность и короткое время отверждения, отсутствие растворителей.

Полимочевинуретановое покрытие "Форпол". Данное покрытие на защищаемых покрытиях формируется за счет смешения и последующего напыления двух компонентов (двухупаковочная система со 100 % сухим остатком). Компонент А – уретановая основа – представляет эластифицированный полиизоцианат, модифицированный эпоксидным соединением. Компонент Б – отвердитель – представляет собой гомогенную смесь олигоэфиров с гидроксильными группами и диаминов. Покрытие "Форпол" безусадное, самогрунтующееся. Данное покрытие устойчиво к длительному воздействию химических сред, типичных для морских нефтегазовых платформ: морской климат, морская вода, сырая нефть, минеральные масла, мазут, дизтопливо, лигроин, керосин, бензин. По данным ускоренных климатических испытаний в условиях морского климата гарантированный срок защитных свойств покрытия составляет не менее 20 лет.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Любановский В. Д., Ермаков А. В. Современные методы защиты строительных сооружений и технологического оборудования от коррозии // Коррозия территории нефтегаз. – 2006. – № 3(5). – С. 24-25.
2. Мясоедова В. В. Инновационные материалы и технологии антикоррозионной защиты сооружений для обустройства морских нефтегазовых месторождений // Территория нефтегаз. – 2006. – № 2. – С. 50-52.
3. *Zubielewicz M., Gnof W.* Антикоррозионные лакокрасочные покрытия нового поколения // Промышленная окраска, 2006. – № 2. – С. 13-16.

КОЛЕСНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ ПЕРЕКАТЫВАЮЩЕГОСЯ ТИПА ДЛЯ ГОРНЫХ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

ЛЯПЦЕВ С. А.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

ЛЯЛИН К. В.

ГОУ ВПО "Уральский государственный лесотехнический университет"

Опыт эксплуатации горных мобильных транспортно-технологических машин (МТТМ) при разработке месторождений полезных ископаемых в зонах с холодным климатом показывает, что в зимний период по сравнению с летним среднемесячная выработка машин сокращается в 2-3 раза, а себестоимость перерабатываемой горной массы увеличивается в 2-2,5 раза.

Тяжелые условия работы горных МТТМ обусловлены нестабильностью горно-технических условий, выпадением большого количества осадков в течение года и другими факторами, поэтому задача повышения проходимости при эксплуатации горных МТТМ в северных и приравненных к ним районах в настоящее время является актуальной.

Известно, что повышение проходимости любых МТТМ связано с совершенствованием или разработкой новых типов движителей. Наибольшее распространение на горных машинах в настоящее время получили три типа движителей: шагающий, колесный и гусеничный. Шагающим движителем оснащаются тяжелые экскаваторы-драглайны. Гусеничный движитель используется на бульдозерах, тяжелых экскаваторах и буровых станках шарошечного бурения. Колесный движитель применяется на МТТМ, используемых на открытых горных работах: скреперах, ковшовых погрузчиках, бульдозерах, строительных экскаваторах малой мощности, буровых станках и автомобилях.

Шагающий движитель обладает рядом достоинств: низкое давление на грунт (10 кПа), малая осадка, высокие тягово-сцепные свойства и хорошая маневренность. Однако этот движитель имеет существенный недостаток – низкую скорость передвижения, что делает невозможным применение его в транспортных машинах. Несмотря на достоинства гусеничного движителя, он также имеет и ряд недостатков, таких как: большие габариты, значительные энергозатраты на перемещение, высокую стоимость. Колесный движитель по сравнению с гусеничным находит все большее применение на горных МТТМ, однако он имеет значительный недостаток – низкую проходимость.

Для повышения проходимости горных МТТМ мы предлагаем взамен колесного движителя использовать колесный движитель перекатывающегося типа (КДПТ), который имеет следующие преимущества: автоматически изменяет дорожный просвет при увеличении сопротивления движению, что значительно повышает профильную проходимость МТТМ за счет снижения "бульдозерного" эффекта от остова машины; автоматически изменяет движущий момент, необходимый для преодоления момента сопротивления качению со стороны фона опорной поверхности без дополнительных следящих и управляющих систем.

Принцип работы движителя представлен схематично на рис. При подводе движущего момента $M_{кр}$ к опорно-приводному валу 2 происходит его вращение с угловой скоростью ω_2 и перемещение с помощью касательной силы тяги $P_{к2}$ центра масс вперед – вверх по внутренней поверхности полого цилиндрического колеса 1. Вращаясь вокруг своей оси, вал 2 перемещается по внутренней поверхности колеса 1 на необходимую высоту относительно положения устойчивого равновесия, достаточную для преодоления силы сопротивления со стороны опорной поверхности. Как только $M_{кр}$ становится больше, чем момент сопротивления качению M_f со стороны фона опорной поверхности движения, начинается относительное вращение обода колеса 1 с угловой скоростью ω_1 и обеспечивается движение МТТМ со скоростью V_T . На деформируемой опорной поверхности (рис. б) при моменте сопротивления качению $M_f > M_{f1}$ процесс движения отличается лишь характером формирования опорной поверхности и величиной $M_{кр}$, необходимой для преодоления момента сопротивления качению M_f .

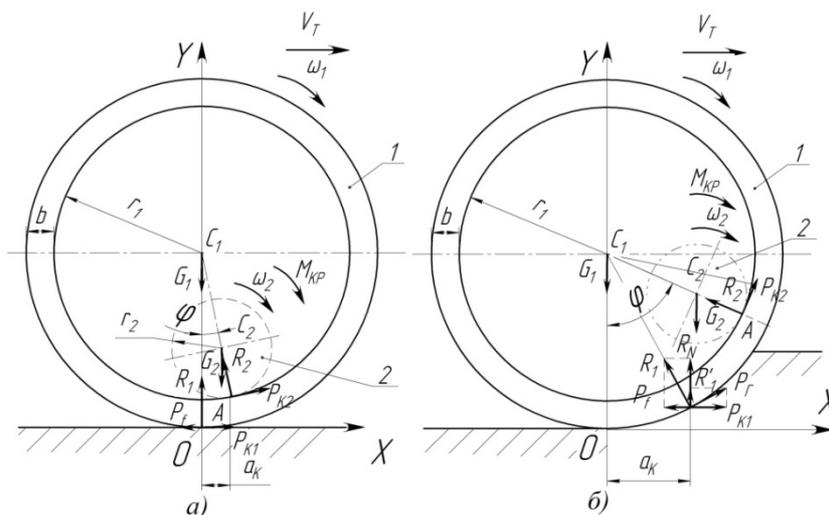


Рис. Динамическая схема единичного колеса КДПТ:

a – при движении по твердой поверхности ($M_f = M_{f1}$) в установившемся режиме; *б* - при движении по деформируемой поверхности ($M_f > M_{f1}$) в установившемся режиме: φ – угол, характеризующий положение опорно-приводного вала относительно вертикальной оси, проходящей через геометрический центр полого колеса; h_k – высота деформируемого слоя опорной поверхности; a_k – коэффициент трения качения; $P_{к1}$ – горизонтальная реакция опорной поверхности; P_f – сила сопротивления качению; G_1 – сила тяжести полого колеса; G_2 – сила тяжести опорно-приводного вала; R_2 – нормальная реакция внутренней поверхности полого колеса

ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ТВЕРДЫХ ТЕЛ В ОБЛАСТИ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУР В РЕЖИМЕ СУБСЕКУНДНОГО НАГРЕВА

ЗАЯНОВ Э. Р.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Разработана и создана автоматизированная аппаратура для измерения теплофизических свойств твердых тел методом температурных волн при скоростях нагрева образца в вакуумной ячейке до 1000 К/с и частотах модуляции теплового потока до 20 кГц.

Установка основана на базе твердотельного технологического лазера ИАГ-Nd типа ЛТН-103. Мощность лазера достигает 200 Вт в многомодовом режиме.

Использование излучения лазера, как для нагрева образца, так и для создания в нем температурных волн, стало возможным за счет выбора оптимального соотношения между величиной области нагрева и размерами площадки, с которой производится регистрация температурных волн на поверхности образца. Это потребовало использования расфокусированного лазерного излучения и, как следствие, применение лазеров с большой мощностью излучения и оптическими устройствами для формирования луча.

Наши исследования показали, что на результаты измерений теплофизических свойств существенное влияние оказывают флуктуации мощности нагрева образца, возникающие за счет механических сотрясений

корпуса лазера, непостоянства тока ламп накачки, а также термооптических искажений активных элементов квантового генератора. Уменьшение влияния флуктуаций мощности нагрева потребовало упругой амортизированной развязки оптической системы на жестком основании с остальным оборудованием, фильтрации и стабилизации тока накачки, применения акустооптического модулятора, а также подбора режима работы лазера с введением компенсирующих обратных связей на устройство регулирования выходной мощности.

Управление измерительной аппаратурой осуществляется с помощью ЭВМ.

ОЦЕНКА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА КАРЬЕРЕ

ЛАГУНОВА Ю. А., ЖИГАНОВ П. А.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

В обобщенном виде процесс добычи руды при циклической и циклично-поточной технологиях может быть представлен схемой (рис. 1). Основным критерием оценки схем, в том числе надежности согласованного взаимодействия технологического оборудования, может быть только заданный ритм работ, который выражен производительностью экскаватора, дробильно-перегрузочного агрегата и транспорта. Типовая схема характеризуется низким коэффициентом использования транспорта во времени из-за большого количества остановок при доставке руды электровозным и автомобильным транспортом, что приводит к необходимости иметь большое число забоев.



Рис. 1. Схема циклической и циклично-поточной технологий

Схемы 1-2-3-31-4-41 и 1-2-3-32-4-42, обусловленные разрушением крупнокусковой руды и доставкой ее на борт карьера с помощью автомобильного и (или) железнодорожного транспорта, имеют недостаточно высокую производительность и не обеспечивают равномерное перемещение рудной массы в карьере, а в некоторых случаях требуют обустройства перегрузочных пунктов, которые требуют дополнительного оборудования, затрат времени, рабочих единиц и площадей.

В схемах 1-2-3-31-4-43, 1-2-3-32-4-43 и 1-2-3-33-4-43 повышаются надежность и устойчивость работы по перемещению руды за счет конвейерной доставки, полностью отвечают требованиям ЦПТ и базируются на механизации технологических процессов по непрерывному перемещению рудной массы при погрузке, дроблении и транспортировании на борт карьера при согласованных параметрах конструктивных элементов системы разработки и комплекса машин.

Взаимодействие элементов системы разработки карьера и комплекса машин при циклично-поточной технологии основывается на построении математических моделей процессов, влияющих на конечный результат добычного цикла. Применительно к открытым разработкам такими подсистемами являются экскавация, дробление и транспортирование (рис. 2).

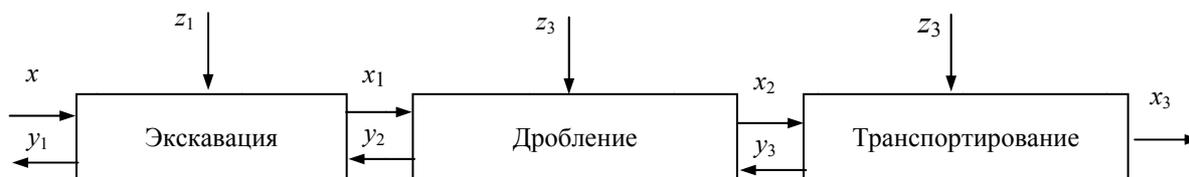


Рис. 2. Схема функционирования карьера
 $z_1..z_3$ – управляющее воздействие; $x_1..x_3$ – грузопоток руды; $y_1..y_2$ – помеха

Для обеспечения надежности и согласования непрерывного перемещения руды на борт карьера важное место занимают оптимальное распределение уровней надежности между ее основными подсистемами, математическое описание их работы и функциональных связей между ними. Грузопоток руды x_1 на погрузке в дробильное устройство является случайной функцией управляющего воздействия Z_1 (плановая производительность экскаватора и т.п.) и описывается выражением: $x_1 = f_1(Z_1)$. Грузопоток x_2 , характеризующий подсистему "дробление", также можно считать функцией x_1 и управляющего воздействия Z_2 : $x_2 = f_2(x_1; Z_2)$. Грузопоток руды x_3 подсистемы "дробление" можно считать случайной функцией x_2 и управляющего воздействия Z_3 : $x_3 = f_3(x_2; Z_3)$, аналогичное воздействие в подсистеме "транспортирование". Установлено, что на грузопоток x_1 со стороны подсистемы "экскавация" действует помеха, обусловленная технологическими остановками, надежностью применяемых машин и др., $y_1 = y_2(x_1; Z_1)$, а на поток x_2 со стороны "дробления" – помеха $y_2 = y_3(x_2; Z_3)$ и т. д.

Применение и взаимозаменяемость технологических элементов системы разработки.

Проанализировав существующие технологические схемы ведения открытых работ, кафедра горных машин и комплексов Уральского государственного горного университета предлагает схему циклично-поточной технологии (ЦПТ) для условного месторождения, показанную на рис. 3.

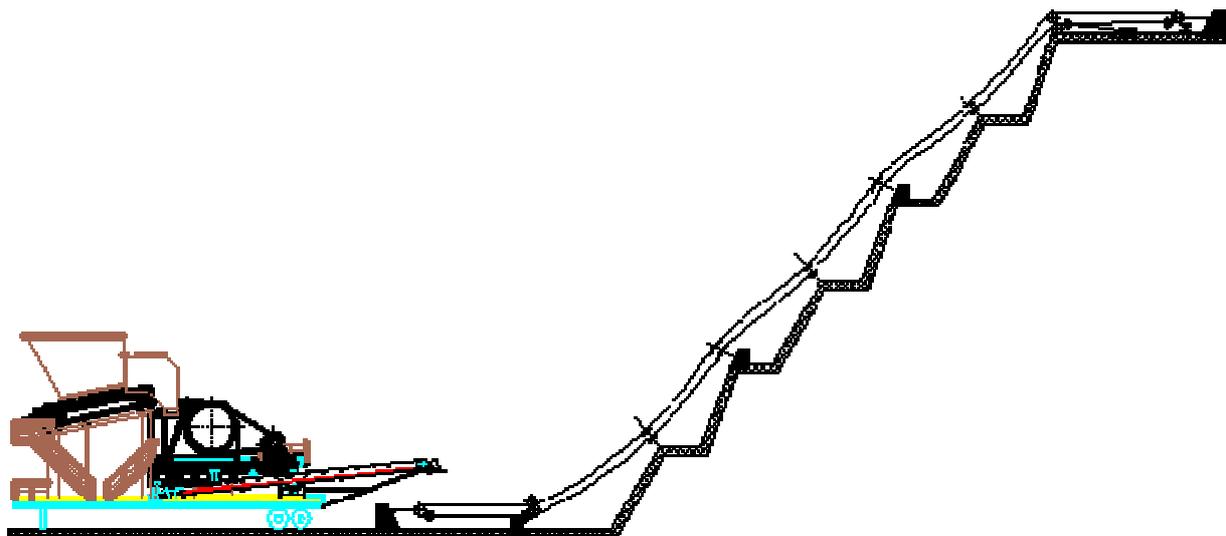


Рис. 3. Схема СДУ в составе ЦПТ

Применяемое оборудование включает: экскаватор карьерный ЭКГ-10, бункер-питатель, щековую дробилку, перегружатель и вертикальный конвейер. Как показано на рис. 1, технологическое оборудование можно заменять, учитывая средний размер кусков питания и продукта дробилки, а также производительности машин.

ОХЛАЖДЕНИЕ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ "ТЕПЛОВЫХ ТРУБ"

ПРОСКУРЯКОВ А. П.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Впервые термин "тепловая труба" был предложен Гровером Г. М. и использован в описании к пат. США №2350348 в 1942 г. и в статье "Устройство, обладающее очень высокой теплопроводностью". Первая статья обзорного характера по тепловым трубам в СССР вышла в 1969 [1].

Непосредственным предшественником тепловой системы-тепловая труба, был термосифон. Следует отметить, что термосифон способен обеспечить большую мощность теплопередачи даже при малой разности температур между его концами, т. к. скрытая теплота парообразования у жидкостей велика.

В 1967 г. тепловая труба была впервые испытана на космическом спутнике на околоземной орбите (корпус-нержавеющая сталь, рабочая жидкость-вода, электрообогрев), а в 1968 г. впервые применена для теплового регулирования спутника "Геос-Б" (две тепловые трубы, корпус-алюминиевый сплав, фитиль-алюминиевая сетка, рабочая жидкость-фреон-11; назначение – снижение до минимума разности температур между датчиками, расположенными в разных частях спутника).

В последующие годы сфера применения тепловых труб резко расширилась: от авиации, радиоэлектроники и гелиотехники до бытовой техники и криохирургии. Это объясняется универсальностью применения теплового поля в современной технике в составе теплофизических структур [2].

Основные достигнутые характеристики современных тепловых труб:

- рабочий диапазон температур – 4-2300 К;
- мощность теплопередачи – до 20 кВт/см;
- ресурс работы – 20000 ч.

Таким образом, при наличии таких качественных показателей в области использования для охлаждения различных узлов у тепловых труб есть большие перспективы применения в горной промышленности, в частности, в стационарных компрессорных установках, где требуется эффективное охлаждение как самого агрегата, так и сжатого воздуха. Применение тепловых труб в качестве промежуточных и концевых холодильников позволяет улучшить охлаждение, что приводит к повышению эффективности работы самого компрессора (чем лучше охлаждение, тем меньше совершается работы). Повышается КПД компрессора.

Поэтому использование тепловых труб для охлаждения сжатого воздуха в стационарных компрессорных установках является, несомненно, прогрессивным моментом с точки зрения высокой эффективности процесса теплопередачи от сжатого воздуха к окружающей среде (атмосферный воздух).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Москвин Ю. В., Филиппов Ю. А. Тепловые трубы // Теплофизика высоких температур, 1969. – Т. 7. – № 4 – С. 766-775.
2. <http://www.trizminsk.org>. Идеализация технических систем.

О НЕОБХОДИМОСТИ СОЗДАНИЯ ПОЛУСТАЦИОНАРНЫХ КАРЬЕРНЫХ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

МИРОНОВА Е. М.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Глубина некоторых действующих и запроектированных карьеров измеряется сотнями метров. По мере понижения горных работ обостряется проблема нормализации состава воздуха на рабочих местах. Причиной тому являются гигантские объемы вредных пылевых и газовых выделений от работающего оборудования и обнаженных слоев горных пород и неблагоприятные для ветрового и теплового естественного проветривания соотношения глубины карьера к его размерам в плане, часто повторяющиеся атмосферные инверсии, приводящие к прекращению естественных воздухообменных процессов.

При наличии ветра на поверхности потребность карьера в свежем воздухе обеспечивается в основном за счет естественного воздухообмена, при этом средства искусственного проветривания играют лишь второстепенную роль. В то же время в периоды полного штиля потребность карьеров в свежем воздухе должна полностью обеспечиваться средствами искусственного проветривания.

Существуют две схемы решения этой проблемы: свободно-струйная и трубопроводная. Для реализации первой схемы были разработаны и испытаны в условиях производства вентиляторные установки различного назначения ОВ-1, ОВ-2, ОВ-3, АВК-3, АВК-35, АИ-20КВ, УМП-1, УМП-14, УМП-21 и др. Результаты исследований поставили под сомнение эффективность свободно-струйного способа вентиляции из-за высокой

энергоёмкости процесса. Чтобы удалялось хотя бы 10 % загрязнений, необходимо, чтобы струя, создаваемая установкой, пересекала условную (гипотетическую) границу, что требует значительную мощность (2-3 млн. кВт) для подъема струи на большую высоту. Струйные установки не могут создать такой подъем, поэтому в таком случае вентилятор осуществляет не проветривание, а просто перемешивание воздуха внутри карьера, причем не во всем объеме, а в зоне действия струи.

Для реализации трубопроводной вентиляционной системы необходимо создание крупной полустационарной установки, имеющей подачу $Q_v = 400-600 \text{ м}^3/\text{с}$ при давлении $P_{sv} = 1000-1500 \text{ Па}$.

Известен опыт создания свободно-струйных установок на базе карьерных автосамосвалов, например, установки УМП-1 на базе БеЛАЗ-548А. Однако современные автосамосвалы обладают значительно большей мощностью и имеют дизель-генераторный привод, что открывает новые возможности для создания на базе их крупных полустационарных вентиляторов, так как в этом случае отпадает необходимость в механических передачах от двигателя к винту.

Для подъезда автосамосвалов к месту соединения с трубопроводом необходима спланированная площадка, учитывающая габаритные размеры автосамосвала и радиусы поворотов. Присоединительный конец трубопровода должен иметь амортизирующее устройство. Крепление корпуса винта к трубопроводу должно производиться с помощью специальных зажимов, обеспечивающих герметичное и надежное присоединение. Трубопроводы прокладываемые по бортам карьеров (диаметром 2-3 м), могут быть изготовлены из прочных стеклопластиковых материалов, обладающих плотностью, примерно в 4 раза меньшей по сравнению с металлическими, и малым коэффициентом гидравлического сопротивления (0,00013-0,00022), что делает их более эффективными по сравнению с металлическими трубопроводами.

ОПЫТ ВНЕДРЕНИЯ МИКРОКЕРАМИЧЕСКИХ АНТИФРИКЦИОННЫХ СОСТАВОВ НА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ УРАЛА

НИКОЛАЕВ Н. А.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Сегодня на Урале есть предприятия, которые при помощи универсальных микрокерамических добавок смогли добиться увеличения срока службы узлов оборудования в 2 раза и более по сравнению с фактическими показателями до их применения, сэкономив при этом денег в 100 раз больше, чем было вложено на приобретение микрокерамических смазочных материалов. Есть предприятия, которые, применяя микрокерамические добавки для энергосбережения, смогли сэкономить электроэнергию в сумме 7 руб. на каждый вложенный 1 руб.

Например, на АО "Челябинский кузнечнопрессовый завод" в начале 2007 г. обработали шесть поршневых компрессоров. Инвестировано 300 тыс. руб. Произошло снижение ежемесячного энергопотребления с 900 до 600 тыс. кВт/ч. При стоимости 1,38 руб. за один кВт/ч, за 4 месяца экономия составила около 2 млн. руб. Эффективность инвестиций составила 700 %.

Немного о механизме действия микрокерамических добавок. Содержащийся в добавках ультрамикродисперсный порошок с размерами частиц порядка 0,001 мкм, то есть в сотни раз меньшими, чем обычная шероховатость поверхности металла, легко внедряется в неровности и удерживается на поверхности металла. Образуется слой, препятствующий контакту металла с металлом. Благодаря низкому коэффициенту трения, вершины шероховатостей легко деформируются с образованием гладкой поверхности. Незначительное количество циклов деформации позволяет избежать усталостного снижения прочности поверхностных слоев, так как при более гладкой поверхности нагрузка распределяется по большей площади, что повышает эффективность работы смазочного масла.

За 2 года внедрения микрокерамических смазочных материалов на промышленных предприятиях Урала получен опыт применения в следующем оборудовании:

- дизельные и бензиновые двигатели внутреннего сгорания, механические и автоматические коробки передач;
- компрессорное оборудование;
- зубчатые передачи (редуктора, коробки передач станков и др.);
- подшипники качения и скольжения, работающие как в густых так и в жидких смазках;
- гидравлические системы;
- станины и направляющие станков.

Вот один из примеров, наглядно демонстрирующий технологию внедрения микрокерамических добавок.

В период с 07.09 по 21.09 2007 г. рабочей группой под руководством главного энергетика рудоуправления комбината ОАО "Ураласбест" Медведевских В. А., а также старшего электромеханика дренажной шахты Быкова Е. А. и представителя ООО "Вагнер-Екатеринбург" Николаева Н. А., был обработан компрессор ВП-20/8.

Компрессор 103 ВП-20/8 УХЛ4 с максимальным давлением 8 кгс/см², синхронным двигателем мощностью 132 кВт, введен в эксплуатацию с 1982 г. Время проведения последнего текущего ремонта компрессора не менее 6 месяцев.

Смазочные материалы, используемые для обработки:

- Масло марки КС-19 (25 л) – используется в картере для смазывания кривошипно-шатунной группы;
- Масло марки КС-19 (2,5 л) – используется в лубрикаторе для смазывания цилиндропоршневой группы;
- Универсальная добавка "Eco Universal Oil-Package" производства немецкой фирмы "Wagner" (1,25 л – 5 % от объема масла в картере);
- Универсальная добавка "Eco Universal Oil-Package" производства немецкой фирмы "Wagner" (0,12 л – 5 % от объема масла в лубрикаторе).

Измеряемые характеристики: 1) Скорость закачки ресивера с 0 до 8 атм.; 2) Сила тока двигателя по фазам, А.

Замеряются показатели до и после добавления добавки в систему смазки и проводится количественная оценка их изменения. Далее сравнивается производительность и нагрузка на электродвигатель до и после обработки. Проводится оценка эффекта и расчет экономического эффекта.

В настоящее время ведутся работы по исследованию влияния микрокерамических материалов и добавок к топливу на удельный расход дизельного топлива карьерными автосамосвалами БелАЗ. Планируется проведение работ по исследованию влияния микрокерамических добавок на увеличение ресурса двигателей автосамосвалов, бортовых редукторов, редукторов заднего моста, трансмиссий.

АНАЛИЗ ТИПОВЫХ СХЕМ МЕХАНИЗМОВ ШАГАНИЯ ЭКСКАВАТОРОВ

ЛЯПЦЕВ С. А., СУСЛОВ Н. М., ХОЛОДИЛИН О. А.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

В последнее время значительно выросла потребность в машинах с механизмами шагания. Колесный транспорт предназначен в основном для передвижения по ровной твердой дороге. Малоэффективен колесный транспорт при движении по слабым грунтам. Происходит заглобление колес в грунт, пробуксовывание, что приводит к увеличению энергозатрат, быстрому износу механизмов.

Значительным преимуществом перед колесным обладает гусеничный транспорт. Повышенные тягово-сцепные свойства позволяют быстро перемещаться по слабым грунтам, но со временем на дороге образуется колея, которая ухудшает проходимость машин.

Необходимость создания наземных транспортных средств высокой проходимости заставила обратиться к созданию машин, перемещающихся с помощью конечностей. Одними из наиболее перспективных областей использования данных механизмов являются: транспортировка грузов, ликвидация техногенных катастроф, проведение исследований на поверхности других планет, проведения подводных работ, работ в зонах АЭС.

Основные трудности в создании шагающих машин связаны с необходимостью управления большим числом степеней свободы, обеспечивающих требуемые кинематические и динамические параметры устройств.

История создания механизмов шагания насчитывает 150 лет. Одной из первых попыток, направленных на создание транспортного средства шагающего типа, была предложена П. Л. Чебышевым в виде стопоходящей машины, которая имела в своем составе четыре двухзвенных механизма. Эта машина положила начало конструированию шагающих устройств на основе синтеза траекторий, при котором координация движения опорных точек осуществляется механическим способом с помощью многозвенных кинематических цепей. Однако синтез траекторий с жесткой программой движения на механической основе не получил широкого распространения из-за сложной структуры механизмов и низкой приспособляемости их к внешним условиям.

Развитие горных работ привело к развитию машин, обеспечивающих бестранспортную технологию перемещения грузов на большие расстояния.

На разных этапах экскаваторостроения у создателей машин возникали свойственные тем периодам проблемы. Все механизмы и оборудование экскаватора объединены в единый агрегат, способный самостоятельно передвигаться. Основной тенденцией совершенствования шагающих механизмов с увеличением их единичной мощности стала замена трехопорных шагающих механизмов четырехопорными, стремление уменьшить действующие на узлы механизма шагания и металлоконструкции экскаватора нагрузки и обеспечение их равномерного распределения на опоры.

Схемы механизмов шагания различаются по конструкциям механизмов шагания на гидравлические и кривошипные.

На драглайнах НКМЗ и на всех моделях драглайном зарубежных фирм применяются системы различных видов: кривошипно-шарнирная (фирма "Марион"), кривошипно-ползунковая (фирма "Пейдж"), кривошипно-эксцентриковая ("НКМЗ" и фирма "Бюсайрус-Ири"), кривошипно-рычажная четырехзвенная ("НКМЗ"), эксцентриковая с тягой ("Марион").

При анализе схем механизмов шагания обычно оцениваются несколько основных параметров: длина шага, скорость передвижения, ускорение, нагрузки, возникающие в узлах соединений. Для анализа данных параметров приведем некоторые модели экскаваторов и укажем требуемые характеристики (рис. 1).

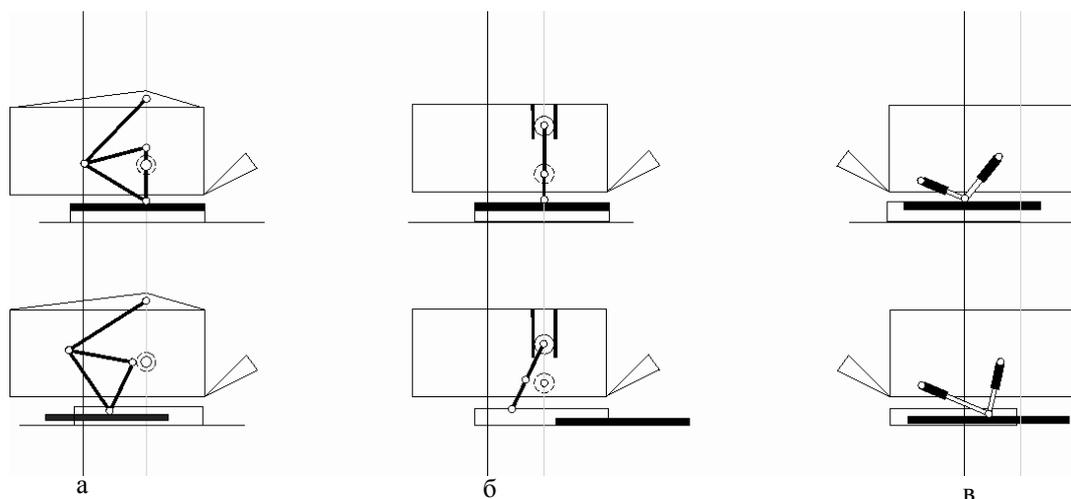


Рис. 1. Типовые схемы механизмов шагания экскаваторов:
а – кривошипно-шарнирная с треугольной рамой, б – кривошипно-ползунковая, в – гидравлическая

Для определения скоростей и ускорений точек механизмов составлены соответствующие кинематические схемы механизмов шагания (рис. 2).

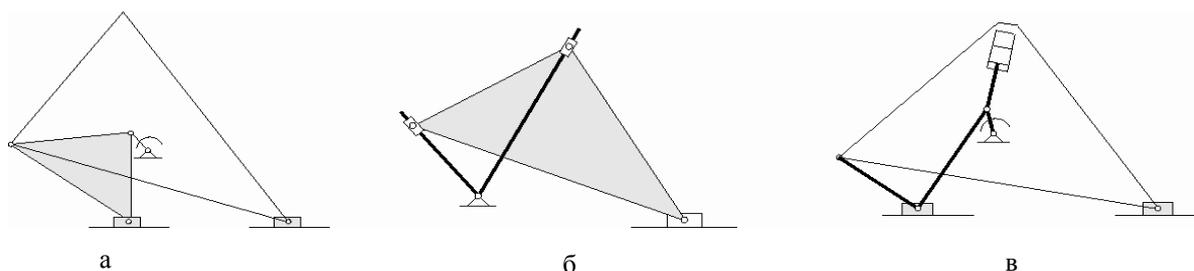


Рис. 2. Кинематические схемы (а, б, в)

Исследования механизма шагания (рис. 3) осуществляются методом замкнутого контура. Замкнутые векторные контуры кинематической схемы, изображенной на рис. 2, а, соответствуют системе двух векторных уравнений:

$$\begin{cases} \vec{AB} + \vec{BE} + \vec{EA} = 0 \\ \vec{EC} + \vec{CF} + \vec{FE} = 0. \end{cases}$$

Для расчетов принимаем следующие исходные данные: $AB = 2,24$ м, $BC = 6,1$ м, $CE = 6,1$ м, $EB = 6,71$ м. Для принятых исходных данных выражаем неизвестные углы α_2 , α_3 , и расстояние S через α_1 .

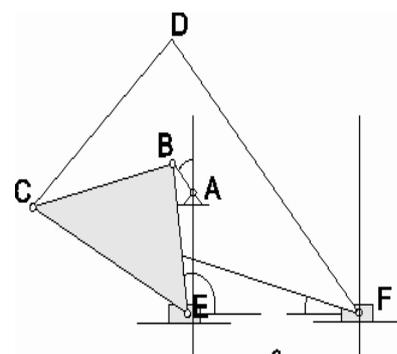


Рис. 3. Кинематическая схема кривошипно-шарнирного механизма перемещения

$$\sin \alpha_3 = \frac{2,745 \cdot \cos \alpha_1 + 6,1}{8,845}; \quad \sin \alpha_2 = 0,29(0,86 \cdot \cos \alpha_3 + 0,5 \cdot \sin \alpha_3);$$

$$S = 20,44 \cdot \cos \alpha_1 - 6,1 \cdot (0,86 \cdot \sin \alpha_3 - 0,5 \cdot \cos \alpha_3) - 5,59 \cdot \cos \alpha_3.$$

Анализ результатов (см. табл. 1) показывает, что 1) перемещение корпуса при полном цикле составляет 1,5 м; 2) корпус экскаватора незначительно меняет свое положение, раскачивание корпуса не превышает 8°; 3) звено, к которому присоединен башмак, отклоняется на 40°.

Аналогично проводим анализ второй схемы (рис. 2, а). В механизме работают два независимых гидроцилиндра, но перемещение экскаватора происходит только с помощью второго гидроцилиндра, обозначенного на схеме В. Таким образом, механизм можно упростить и заменить гидроцилиндр С шарнирным соединением.

Таблица 1

Значения углов и перемещений звеньев кривошипно-шарнирного механизма перемещения

$\alpha_1, ^\circ$	$\alpha_3, ^\circ$	$\alpha_2, ^\circ$	$S, \text{ м}$
20	78,94301	11,66584	14,2588
40	68,07735	14,00413	13,78611
60	57,698	15,77862	13,55986
80	48,07727	16,96218	13,5682
100	39,51681	17,60754	13,7611
120	32,34459	17,83807	14,05809
140	26,89628	17,82069	14,36424
160	23,47616	17,7248	14,59063
180	22,3023	17,67686	14,67421
200	23,45505	17,724	14,5921
220	26,85546	17,81993	14,36678
240	32,28655	17,83876	14,06099
260	39,44454	17,61129	13,76348
280	47,99384	16,97037	13,56923
300	57,6063	15,79208	13,55892
320	67,98	14,02298	13,78292
340	78,84237	11,68948	14,25342
360	89,94393	8,890554	14,94582

Анализ данного механизма (рис. 4) уже проводился ранее и описан в статье "Расчет и анализ параметров механизма шагания экскаватора", изменим лишь размеры звеньев для возможности сравнения параметров представленных механизмов шагания, (м): $AB=S_1=(10,00\dots\dots 12,00)$, шаг 0,2; $BO = 10,675$; $OD = 20,435$; $BD = 23,18$; $OA = 13,42$; $h_c = 2,745$.

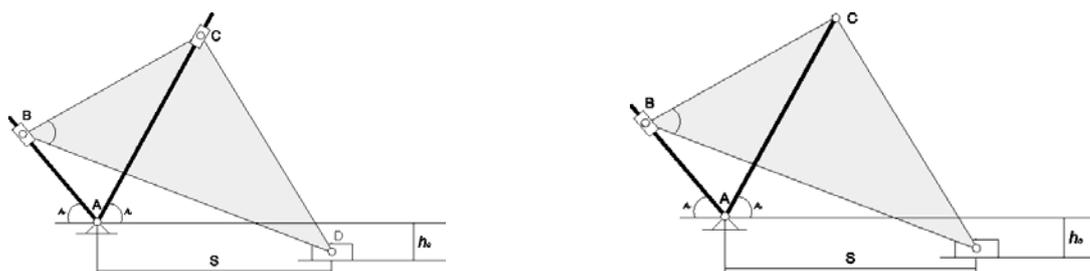


Рис. 4. Кинематическая схема кривошипно-ползункового механизма перемещения

$$\begin{cases} AB + BO + OA = 0 \\ AB + BD + DA = 0 \end{cases}; \alpha_1 = \arcsin \frac{h}{r} - \delta; \alpha_2 = \alpha_1 - \gamma;$$

$$\alpha_3 = \arctg \frac{BO \cdot \sin(\beta - \alpha_2) + S_1 \cdot \sin \alpha_1}{BO \cdot \cos(\beta - \alpha_2) - S_1 \cdot \cos \alpha_1}; \gamma = \arccos \frac{S_1^2 + BO^2 - OA^2}{2 \cdot BO \cdot S_1} - \beta;$$

$$r = S_1 + BD - 2 \cdot S_1 \cdot BD \cdot \cos \gamma; \delta = \arctg \frac{BD \cdot \sin \gamma}{S_1 - BD \cdot \cos \gamma}.$$

Результат (см. табл. 2) сравнительного анализа двух механизмов показал, что 1) перемещение корпуса в обоих случаях составляет около 1,5 м; 2) раскачивание корпуса в обоих случаях составляет около 8°.

Таблица 2

Значения углов и перемещений звеньев кривошипно-ползункового механизма перемещения

$S_1, \text{м}$	$\alpha_1, ^\circ$	$\alpha_3, ^\circ$	$\alpha_2, ^\circ$	$S, \text{м}$
10,00	58,49	22,05	27,32	16,24
10,20	61,29	23,18	23,92	16,39
10,40	63,87	24,24	21,38	16,54
10,60	66,26	25,23	19,40	16,68
10,80	68,48	26,17	17,81	16,82
11,00	70,54	27,07	16,50	16,95
11,20	72,48	27,93	15,40	17,08
11,40	74,30	28,76	14,47	17,21
11,60	76,02	29,56	13,67	17,33
11,80	77,64	30,33	12,96	17,45
12,00	79,17	31,08	12,35	17,57

Перемещение столь тяжелой машины требует надежного и экономичного механизма шагания, идеально оптимизированного по следующим параметрам: скорость перемещения, металлоемкость, расход электроэнергии, надежность, долговечность, простота в обслуживании. Дальнейший анализ кинематических схем позволит выделить среди представленных схем ту, которая осуществляет наиболее быстрое перемещение всей машины в целом. После определения скоростей и ускорений будет проведен динамический анализ представленных схем с целью определения нагрузок на узлы. Таким образом, впоследствии будет проведен полный анализ механизмов шагания для определения наиболее оптимального.