

МЕЖДУНАРОДНЫЙ НАУЧНО-ПРОМЫШЛЕННЫЙ СИМПОЗИУМ «УРАЛЬСКАЯ ГОРНАЯ ШКОЛА – РЕГИОНАМ»

12-21 апреля 2010 г.

ТЕХНОЛОГИИ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 622

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

ГОЛУБЦОВ И. С.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Парк поршневых компрессорных машин сильно устарел: многие из компрессоров, работающих сейчас на российских промышленных предприятиях, эксплуатируются в лучшем случае по 20, 30, 40 лет! При переоснащении предприятия или создании нового производства предпочтение отдается более современным винтовым компрессорам. Но бывают и случаи, когда поршневые компрессоры являются единственно подходящим выбором: если необходимо высокое давление (от 20 атмосфер) или небольшая производительность (менее 0,5 м³/мин.). Это могут быть авторемонтные цеха, зарядка баллонов горноспасателей, выдув пэт-бутылок, упаковочные машины, газоперекачивающие агрегаты. Для специалистов в области компрессоростроения не секрет, что винтовые компрессоры превосходят поршневые по многим параметрам: экономичность, длительные межсервисные интервалы, небольшие габариты, мобильность, автоматизированный контроль, и это лишь небольшой перечень преимуществ. Наряду с разработкой новых компрессорных установок ведутся работы по улучшению эффективности поршневых компрессоров.

Совершенствование поршневых компрессорных установок происходит в нескольких направлениях, а именно: создание воздухораспределительных органов (клапанов), обеспечивающих основные требования к ним: высокая наработка на отказ и обеспечение минимального удельного расхода энергии (топлива) на сжатие газа; создание компрессорных установок, в которых роль поршня выполняет жидкость; разработка конструкции поршней для компрессорных машин, работающих без смазки; совершенствование систем охлаждения компрессоров; совершенствование приводов поршня.

Клапаны являются одним из наиболее важных узлов поршневого компрессора, в значительной мере определяющих надежность и экономичность его эксплуатации. В процессе эксплуатации к клапанам предъявляются следующие основные требования:

1) минимальные сопротивления; потери энергии в клапанах стационарных компрессоров не должны составлять более 10 % мощности, затрачиваемой на привод компрессора; современные конструкции прямоочных клапанов обеспечивают уменьшение этой величины до 5-8 %;

2) высокая герметичность клапана;

3) высокая долговечность клапана – этот показатель определяется наработкой на отказ;

4) хорошая ремонтпригодность клапана, удобство его сборки и разборки в условиях компрессорной станции.

Можно выделить основные тенденции совершенствования воздухораспределительных органов:

– снижение аэродинамических сопротивлений за счет придания каналам и замыкающим элементам клапана более совершенных форм, а также за счет увеличения живого сечения клапана;

- снижение ударных нагрузок на замыкающий элемент клапана; упрощение конструкции клапана и повышение его ремонтпригодности;
- исключение изгиба замыкающего элемента при работе клапана.

Попытки реализации первых 2-х тенденций в кольцевых и дисковых клапанах приводят к значительному усложнению их конструкции. Наиболее органично эти тенденции реализуются в прямоточных клапанах. Сочетание прямоточности и высокого коэффициента сечения обуславливает низкие аэродинамические сопротивления; масса подвижных частей прямоточных клапанов значительно ниже, чем в клапанах других конструкций, что приводит к снижению ударных нагрузок на пластину; конструкция прямоточных клапанов, как правило, проще, ремонтпригодность выше. Из анализа энергетических потерь поршневого компрессора известно, что основные потери в нем приходится на газораспределительные органы, т. е. на клапаны. Поэтому предлагается к рассмотрению бесклапанный компрессор, основным преимуществом которого является отсутствие инерционных элементов – клапанов на всасывании и нагнетании.

Наряду с основным достоинством – уменьшением энергетических потерь в процессе всасывания и нагнетания – компрессор без клапанов имеет следующие преимущества:

- применение в качестве привода компрессора более быстроходного линейного асинхронного электродвигателя;
- уменьшение металлоемкости компрессора; улучшение теплового режима процессов всасывания и нагнетания.

Кстати, бесклапанный компрессор может найти широкое применение не только как генератор пневматической энергии, но также в строительных и грузоподъемных машинах для замены гидропривода на пневмопривод, что позволит экономить масло и использовать экологически чистое рабочее тело – сжатый воздух.

Современные возможности машиностроения позволяют нам создавать поршневые компрессоры на основе двигателей Ванкеля, Шапиро и Стирлинга. Пневматическая энергия, обладающая высокой степенью безопасности, является, наряду с электрической энергией, основным видом энергии при подземной разработке полезных ископаемых. Сжатый воздух находит широкое применение и при разработке полезных ископаемых открытым способом добычи. Потребность в компрессорном оборудовании будет увеличиваться с каждым годом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Фен Дж. Машины энергии энтропия: пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 336 с.
2. Бобров Д. Овальные поршни, треугольные цилиндры // Наука и жизнь. – № 5. – 2008.

УДК 622

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТАНОВКИ С ДИЗЕЛЬ-МОЛОТОМ ДМ-150 ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ НЕГАБАРИТОВ

БОЯРСКИХ Г. А., МАМОНТОВ Н. П., ФЕДОСЕЕВ А. П.
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Одним из основных условий снижения затрат на процесс разрушения негабаритов является соответствие параметров ударного устройства условиям эксплуатации, из которых важнейшими являются размеры куска и физико-механические свойства разрушаемого материала. Для обеспечения этого соответствия необходимо знать, какая минимальная энергия требуется для разрушения куска определенных размеров с соответствующими физико-механическими свойствами. Установить это теоретическим путем из-за сложности процесса разрушения не представляется возможным, поэтому для решения указанной задачи были проведены испытания установки для дробления негабарита на карьере Пудлинговского щебеночного завода.

В качестве транспортного механизма был использован экскаватор ЭО-2621. Дизель-молот ДМ-150 при помощи навесного оборудования устанавливался на стреле экскаватора. Негабарит был представлен в виде известнякового материала по объему 0,5-5 м³; куски негабарита дробились

в навале. Прочность негабарита составляет от 5-7 по шкале Протодьяконова. Дробимая масса негабарита по своей структуре состоит из прослоек и отдельных включений кварцита. В кусках негабарита большого объема – до 3-5 м³ имела место трещиноватость. Характер трещин представляет различную направленность: как поперечное расположение, так и продольное.

Основная масса дробимого материала (до 70 %) представляет негабарит с длиной ребра от 0,5 до 1,5 м и с неоднородным строением, т. е. наличием прослоек кварцита (от 10-20 см). Вторая – негабарит известняка без включений однородная и вязкая масса.

Исходными параметрами ударного механизма являлись: энергия единичного удара 2 КДж, частота ударов – 90 уд/мин., в качестве разрушающего инструмента использовался механизм клиновидной формы с углом заострения 15-20°.

В процессе испытания применялась схема, при которой несущая конструкция ударного механизма посредством манипулятора устанавливалась на негабарит с его прижатием, а боек с инструментом перемещался в направляющей. При этом дизель-молот и его ударная масса перемещались вдоль направляющей. Таким образом, вся кинетическая энергия, накопленная ударной частью молота, полностью передавалась бойку с инструментом на негабарит.

Целью испытания установки являлось:

- определение силовых, энергетических параметров и конструктивных решений схемы;
- определение энергоемкости дробления негабаритов и установление;
- взаимосвязи времени разрушения негабаритов пород и их физико-механических свойств и размеров.

Процесс дробления негабарита был организован следующим образом.

Манипулятор с ударным механизмом устанавливался на негабарит с различными геометрическими размерами. Ударный механизм прижимался к негабариту в вертикальной плоскости, после чего наносилась серия ударов до первого разрушения. Далее, для больших кусков породы, ударный механизм перемещался в другую точку негабарита, прижимался, и наносилась очередная серия ударов. И так до тех пор, пока негабарит был не разрушен до кондиционного размера, требуемой технологией. Каждый раз с помощью секундомера засекалось время от первого удара до разрушения. Результаты замеров записывались в таблицу.

Число ударов до разрушения определялось по формуле

$$n = vt, \quad (1)$$

где v – частота ударов установки; t – время дробления.

Суммарная энергия разрушения будет соответственно

$$E = E_{\text{ед}}n, \quad (2)$$

где $E_{\text{ед}}$ – энергия единичного удара, кДж.

Статистическая обработка результатов эксперимента разрушения кусков породы проводилась общепринятыми методами статистического анализа.

В результате статистической обработки результатов эксперимента получено регрессионное уравнение

$$t = 33,89V^{1,48}, \quad (3)$$

где t – время разрушения негабарита, с; V – объем негабарита, м³.

Коэффициент детерминации $R^2=0,69$. Так как $R^2=0,69$, следовательно, коэффициент корреляции $R=0,83$, что свидетельствует о наличии устойчивой связи между временем разрушения и объемом негабарита.

Исходя из регрессионного анализа, адекватность полученного уравнения по критерию Фишера ($0,00012 < 0,05$) подтвердилась с уровнем надежности выводов 95 %. Из полученной зависимости (рис. 1) видно, как с ростом объема разрушаемого негабарита куски породы увеличивается время его разрушения.

В результате статистической обработки результатов эксперимента получено регрессионное уравнение

$$E = 102,6V^{1,48}, \quad (4)$$

где E – энергоемкость разрушения негабарита, кДж; V – объем негабарита, м³.

Результаты ударного разрушения негабаритных кусков

№	Объем V , м ³	Общее время дробления t , с	Число ударов, n	Суммарная энергия разрушения E , кДж
1	0,324	2	3	6
2	0,315	2	3	6
3	0,32	5	7,5	15
4	0,32	10	15	30
5	0,52	5	7,5	15
6	0,42	12	18	36
7	0,52	136	204	408
8	0,525	1	1,5	3
9	0,336	4	6	12
10	0,54	41	61,5	123
11	0,84	150	225	450
12	1	118	177	354
13	1,188	190	285	570
14	1,2	173	259,5	519
15	3,375	157	235,5	471
16	1,66	35	52,5	105
17	2,5	41	61,5	123
18	2,7	195	292,5	585
19	3,4	353	529,5	1059
20	5	597	895,5	1791
21	5,2	132	198	396
22	5,4	60	90	180
23	5,8	128	192	384

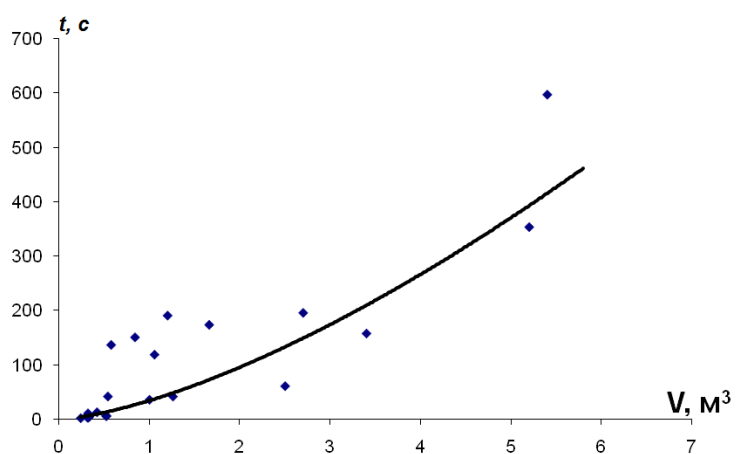


Рис. 1. Зависимость времени разрушения негабарита от его объема

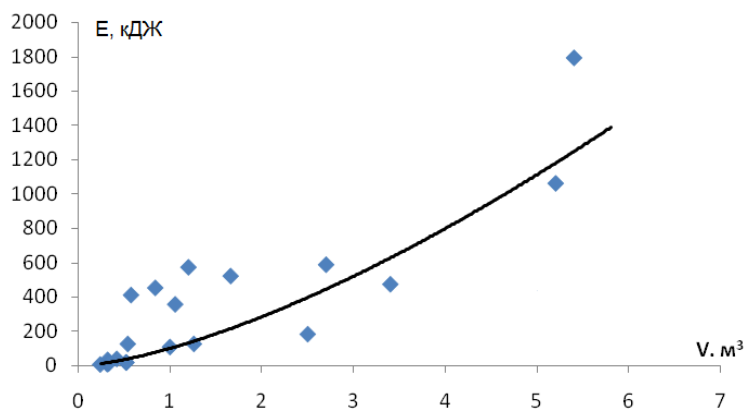


Рис. 2. Зависимость энергоемкости разрушения от объема негабарита

Коэффициент детерминации $R^2=0,69$. Так как $R^2=0,69$, следовательно, коэффициент корреляции $R=0,83$, что свидетельствует о наличии устойчивой связи между суммарной энергией разрушения и объемом негабарита.

Исходя из регрессионного анализа, адекватность полученного уравнения по критерию Фишера ($0,00012 < 0,05$) подтвердилась с уровнем надежности выводов 95 %.

Из полученной зависимости (рис. 2) видно, как с ростом объема разрушаемого негабарита куска породы увеличивается энергоемкость разрушения.

УДК 622

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗАПОРНОГО ОРГАНА НА РАБОТУ ПРЯМОТОЧНОГО КЛАПАНА

ГЛИННИКОВ Г. И., ГЛИННИКОВА Т. П.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Аэродинамические сопротивления клапанов при протекании воздуха, в основном, определяются натягом пружин, обеспечивающих своевременность открытия и закрытия пластин воздухораспределительных органов [1, 2]. Поэтому, независимо от конструктивного исполнения воздухораспределительных органов, при их изготовлении необходимо строго выдерживать оптимальный натяг пружин.

В связи с этим представляет интерес рассмотреть влияние некоторых факторов на величину натяга для конструкции клапана с кольцевыми пазами [3, 4], в котором запорный орган представляет собой разрезное кольцо (свободно плавающую ленту) прямоугольного сечения. К геометрическим параметрам запорного органа относятся: диаметр изогнутой ленты D , толщина h , ширина b и φ – угол расхождения концов пружинного кольца (рис. 1).

Лента может иметь различные радиусы кривизны, соответствующие размерам пазов клапанов. Предварительно изогнутые отрезки ленты одинаковой длины (для каждого паза седла), с различными радиусами кривизны, последовательно помещали в пазы седла модели клапана с различными диаметрами (97, 127, 187, 202 и 250 мм).

Рассмотрим влияние диаметра ленты и угла φ на величину натяга.

Для определения величины натяга к ленте, помещенной в модель седла, прикладывали усилие, результат которого – отрыв ленты (открытие клапана) от седла фиксировался датчиком. Измерения проводили с шагом 30° . По результатам измерений получили распределение натяга по длине ленты (запорного органа).

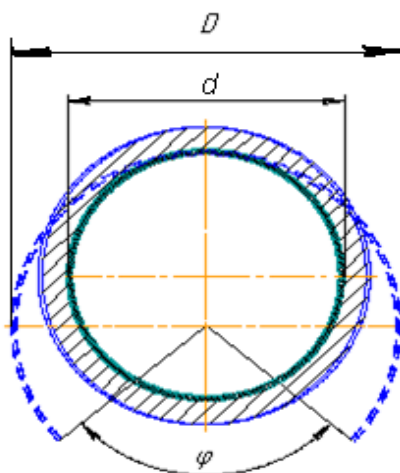


Рис. 1. Форма разрезного кольца перед установкой в клапан:

D – диаметр разрезного кольца (ленты); d – диаметр седла клапана; φ – угол разреза

Для учета соотношения диаметров изгиба ленты и паза седла клапана введем коэффициент $k=d/D$, где d – диаметр паза седла клапана. Выведем зависимость этого коэффициента от угла φ . Исходя из конструкции клапана, длина ленты должна соответствовать длине окружности паза седла клапана, тогда

$$d = \pi D - \pi D \varphi / 360^\circ,$$

откуда

$$k = 1 - \varphi / 360^\circ.$$

Наибольшее влияние на величину натяга для свободно расположенных запорных органов оказывает соотношение диаметров паза клапана и ленты ($k = d/D$), или величина угла φ (рис. 2).

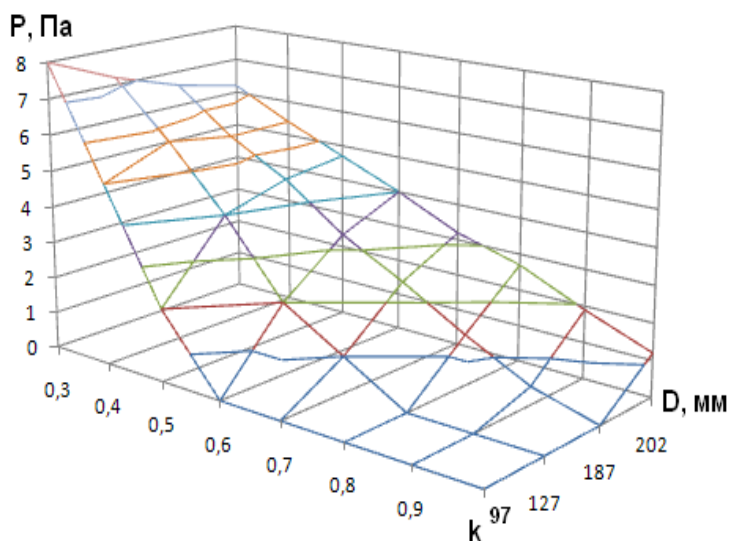


Рис. 2. Зависимость натяга от D и k

Полученные зависимости позволяют связать конструктивные параметры запорного органа (ленты) и паза клапана с заданной величиной натяга (см. рис. 2). Следовательно, для данного диаметра паза клапана можно выбрать конструктивные параметры ленты (исходный диаметр и угол разреза), обеспечивающие заданный натяг запорного органа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дмитриев В. Т. обоснование и выбор энергосберегающих параметров функционирования шахтных компрессорных установок: дис....д-ра техн. наук. – Екатеринбург, 2006. 224 с.
2. Волегов С. А. Обоснование конструктивно-технологических параметров запорных органов клапанов поршневых компрессоров: дис.... канд. техн. наук. – Екатеринбург, 2008. 108 с.
3. А. с. 1435880 СССР, МКИ³ F 16 K15/14, F 04 B 49/08. Прямоточный клапан / В. Т. Дмитриев, А. П. Фролов, С. А. Волегов (СССР), – № 4165491/25-06; заявл. 23.12.1986; опубл. 07.11.1988. Бюл. № 41.
4. А. с. № 1525314 СССР, МКИЗ F 04 B 39/10, F 16 K 15/14. Прямоточный клапан / В. Т. Дмитриев, П. П. Фролов, С. А. Волегов, И. П. Шкарупило (СССР), – № 4387113/25-29; заявл. 02.03.1988; опубл. 30.11.1989, Б. И. № 44.

УДК 622

КОМПРЕССОРЫ В ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

НОЖКИНА Е. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Компрессоры – это энергетические машины для сжатия газов и их перемещения из области низкого в область высокого давления. Компрессоры подразделяются на воздушные, осуществляющие сжатие воздуха, и газовые, сжимающие различные газы, в том числе и агрессивные, и взрывоопасные. Наибольшее распространение в горнодобывающей промышленности получили воздушные поршневые компрессоры общего назначения, как стационарные (с производительностью от 1,0 до 100 м³/мин.), так и передвижные с небольшой производительностью (от 1,0 до 30 м³/мин.). В настоящее время наиболее распространены поршневые, винтовые (и те, и другие по способу действия относятся к объемным) типы компрессоров и турбокомпрессоры (динамические по способу действия).

Турбокомпрессоры имеют производительность в диапазоне 100-400 м³/мин. и применяются в горнодобывающей, металлургической и энергетической промышленности, когда требуется постоянная подача воздуха. Основные преимущества турбокомпрессоров: не требуется дополнительного оборудования для очистки воздуха от масла, чистый воздух на выходе, широкий диапазон регулирования производительности, отсутствие пульсаций, низкий уровень шума и отсутствие вибрации, высокая эффективность. К недостаткам турбокомпрессора относятся дороговизна, но эксплуатационные расходы для турбокомпрессоров настолько малы, что по накопленной стоимости они сравниваются менее чем за год работы.

Винтовые компрессоры могут быть интересны предприятиям, которые по соображениям экономии энергии решили отказаться от централизованной модели снабжения производства сжатым воздухом. Достоинствами винтовых компрессоров являются: малые габариты, вес и могут устанавливаться непосредственно в цехах, где потребляется воздух; не требуют специального фундамента; имеют минимальный расход масла (2-3 мг/ м³), в отличие от крупных поршневых компрессоров с лубрикаторной смазкой, что позволяет производить значительно более чистый воздух и по этой причине использовать их для питания самого современного пневмооборудования; оснащены автоматической системой управления и контроля работоспособности, не требуют наблюдения за своей работой, обладают большой надежностью, способны на длительную непрерывную работу без обслуживания; воздушное охлаждение винтовых компрессоров позволяет отказаться от громоздкой системы оборотного водоснабжения (градирни), а, кроме того, дает возможность вторичного использования выделяемого в результате работы компрессора тепла (например, для обогрева помещений в зимнее время); не нуждаются в специально обученном персонале и в обслуживании; более экономичны, потребляют меньше электроэнергии; имеют значительно больший (в 2-3 раза) ресурс работы; высокий КПД. Главным же достоинством винтовых компрессоров является экономичность: исследования показывают, что на производствах в среднем используется только 50-80 % мощности компрессора. В этих случаях типовой винтовой компрессор работает в режиме «нагрузка – холостой ход».

Недостатками винтовых компрессоров являются: сложность устройств и механизмов, позволяющих регулировать степень сжатия компрессора в зависимости от необходимой величины;

обязательная потребность в эффективном отделителе масла и маслоохладителе; неэффективная работа устройств промежуточного всасывания (экономайзера) при снижении производительности компрессора на 15-20 % от максимальной величины; выделение масляных паров.

Поршневые компрессоры применяются практически во всех отраслях промышленности, в том числе и в горной, они предназначены для подачи сжатого воздуха в качестве источника энергии для других производственных процессов, например, для привода пневматических машин и оборудования, для транспортировки сыпучих продуктов, для приводов систем автоматики и т. д.

Поршневой компрессор обладает определенными достоинствами:

1. Дешевизна, простота производства.
2. Высокая ремонтпригодность. При своевременном техническом обслуживании поршневой компрессор – практически «вечная» машина. Во время техобслуживания «внутренности» промышленного поршневого компрессора обновляются (единственная часть, которая обычно не претерпевает изменений, это несущая рама).

3. При невысокой производительности (до 200 л/мин.) и высоком давлении (более 20-30 атмосфер), поршневые компрессоры эффективнее и гораздо дешевле в эксплуатации, чем компрессоры других технологий сжатия (за исключением турбокомпрессоров, которые эффективны при больших потребностях в сжатом воздухе).

4. При работе в поворотно-кратковременном режиме обеспечивает большую экономию по сравнению с винтовыми.

5. При эксплуатации в условиях запыленности атмосферы (в установках расфасовки цемента, на угольных складах, при перегрузке горной массе и т. д.) поршневые компрессоры обеспечивают более длительный срок службы и требуют меньших затрат на обслуживание.

6. Использование компрессора для сжатия агрессивных газов и т. д.

7. Пожаровзрывобезопасность, так как не выделяет паров масла, в отличие винтовых компрессоров, что является особо важным при работе в шахтах.

К основным недостаткам поршневых компрессоров относятся частое техобслуживание, требующее квалифицированного персонала, и высокие энергозатраты. К примеру, поршневой компрессор с двигателем мощностью 15 кВт обеспечивает расход воздуха (газа), эквивалентный расходу винтового компрессора с двигателем мощностью 7,5 кВт.

Межремонтный период поршневого компрессора не превышает 500 рабочих часов. В результате считается нормальной ситуация для промышленных предприятий, использующих поршневые компрессоры и по сей день, когда на один работающий поршневой компрессор приходится один резервный или (и) находящийся в состоянии ремонта поршневой компрессор. Другой недостаток – высокий уровень шума и вибрации. Поэтому на промышленных предприятиях компрессоры производительностью 5 м³/мин. и более устанавливаются на фундаментах в специальных помещениях – компрессорных, с чем связаны дополнительные затраты на строительство, проведение разветвленных пневмосетей, в которых теряется и охлаждается сжатый воздух, что приводит к снижению его давления.

Рассмотрев вышеперечисленные достоинства и недостатки компрессоров, можно сделать вывод, что поршневой компрессор имеет преимущество и предпочтительней в горнодобывающей промышленности, хотя по КПД уступает более современным компрессорам.

УДК 622.44

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЭТАПОВ СТРУКТУРНЫХ КРИЗИСОВ ГЛАВНЫХ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

КОПАЧЕВ В. Ф., БОЯРСКИХ Р. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Сложные электромеханические системы, представляющие собой главные вентиляторные установки, имеют ряд недостатков, приводящих к снижению эксплуатационной устойчивости всей системы поверхностного комплекса, обеспечивающего свежим воздухом горные выработки.

Функционирование вентиляторов главного проветривания связано с меняющимися параметрами горных работ, вызывающими изменения условий их эксплуатации, от которых зависит безотказность и долговечность работы воздухоудувных машин.

Одним из критических параметров эксплуатации вентиляторов главного проветривания является критическая частота вращения вала, при приближении к которой возможен выход из строя вентилятора главного проветривания. Точность определения данной величины способствует необходимой отстройке частоты вращения вала. Для определения этой величины может быть использован энергетический метод [2].

В основе данного метода положено равенство максимальных значений кинетической и потенциальной энергий деформации вала и предварительное определение величин статических прогибов в местах посадки дисков и втулок рабочих колес. Метод одинаково приемлем как при одном (центробежные вентиляторы), так и при двух дисках или втулках рабочего колеса (осевые вентиляторы) для консольных и двухопорных валов постоянного и переменного сечений, т. е. он полностью отвечает специфике шахтных ВГП.

Текущее значение прогиба вала на участке i -го диска в общем виде $y_i = z_i(\sin pt + \varphi)$, где z_i – статический прогиб вала на участке i -го диска (втулки); p – частота свободных колебаний вала; t , φ – текущие значения времени и угла поворота вала.

Скорость перемещения дисков $\dot{y}_i = pz_i(\cos pt + \varphi)$. Максимальное значение всех i -х скоростей будет при $\cos pt + \varphi = 1$. Одновременно $\sin pt + \varphi = 0$, что означает отсутствие прогиба вала и нулевое значение потенциальной энергии его деформации при максимальном значении его кинетической энергии.

Аналогично при наибольшем (по абсолютной величине) значении прогибов вала, когда $\sin pt + \varphi = \pm 1$, справедливо равенство $\cos pt + \varphi = 0$, т. е. кинетическая энергия системы тоже равна нулю.

С учетом равенства максимальных значений этих энергий и было получено расчетное

уравнение для определения величины p :
$$p = \omega_{кр} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n p_i z_i}{\sum_{i=1}^n p_i z_i^2}} g$$
, где p_i – усилие, передаваемое

на вал от i -го диска или массы участка вала (при их учете в расчетах); g – ускорение свободного падения.

Анализ полученного уравнения показывает сравнительную простоту и, связанную с ней, точность расчетов при его использовании.

С другой стороны, используя структурный подход к сложной электромеханической системе, следует учитывать не только критические скорости валов вентиляторов, но и критические параметры системы вал-опоры-фундамент.

Особенностью конструкции роторов шахтных центробежных вентиляторов является то, что подшипниковые опоры не имеют общей рамы и устанавливаются на отдельных плитах непосредственно на бетон фундамента с последующей подливкой плит. Кроме того, межопорные расстояния в этих машинах таковы, что прогиб валов составляет 10-15 мм. Валы с рабочими колесами, расположенными между опорами, характерны для большинства средних и крупных центробежных вентиляторов главного проветривания. При вращении вала вентилятора массой m_1 с рабочим колесом массой m_2 создается гармоническая сила $S \sin kt$ с частотой k , которая обусловлена действием центробежных сил от несбалансированных масс вала и рабочего колеса, а также действия поперечной силы, возникающей в спиральном корпусе. Гармоническая сила через подшипниковые опоры передается фундаменту массой m_3 , залегающему в грунте, жесткость основания которого составляет c .

Относительная деформация фундамента определяется по уравнению [1]

$$\frac{y}{y_{СТ}} = \lambda \left(\sin kt + \frac{k}{\omega} \sin \omega t \right),$$

где $y_{ст}$ – перемещение фундамента, вызванное статической силой; λ – коэффициент динамичности; k – частота вынужденных колебаний; $\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – частота собственных колебаний.

Амплитуда относительной деформации основания фундамента зависит от коэффициента λ , значение которого определяется отношением частот $\frac{k}{\omega}$. При низких частотах возмущающей силы коэффициент динамичности близок к единице и основание фундамента будет отклоняться силой S до положения статического равновесия $y_{ст}$. Однако в случае, когда $\omega = k$, амплитуда стремится к бесконечности, и возмущающая сила действует на массу в такт с ее движением. Таким образом, при проектировании фундаментов необходимо, чтобы частота свободных колебаний фундаментов была значительно меньше частоты возмущающей силы, т. е. необходимо стремиться к тому, чтобы жесткость основания фундамента была невысокой.

Следовательно, прогноз критического состояния главных вентиляторных установок оценивается достоверной отстройкой главных валов от резонансных колебаний по величине $\omega_{кр}$ с учетом устройства фундаментов вентиляторных агрегатов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Степанов А. Г. Динамика машин. – Екатеринбург: УрО РАН, 1999. – 392 с.
2. Тимухин С. А. Обоснование нормативных сроков службы вентиляторов главного проветривания / С. А. Тимухин, В. Ф. Копачев, А. С. Тимухин. // Известия вузов. Горный журнал. – 2009. – № 6. – С. 71-73.

УДК 622

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ СТРУКТУРНЫХ КРИЗИСОВ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ ГОРНОГО ПРОИЗВОДСТВА

ТИМУХИН С. А., САДЫКОВ Е. Л.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Характерной особенностью современного подхода к проблеме прогноза и долговечности подъемно-транспортных комплексов горных предприятий является раздельное рассмотрение шахтного подъема и внутришахтного транспорта, несмотря на то, что они по своей сути являются составными подсистемами общей единой подъемно-транспортной системы (ПТС) горного производства. Поэтому раздельное рассмотрение этих подсистем может привести к неадекватным выводам и заключениям.

Подъемно-транспортные комплексы горных предприятий (как подземных, так и открытых разработок) представляют собой совокупность большого числа комплексов (подсистем) которые, в свою очередь, состоят из более простых подсистем и элементов систем, которые в условиях данной задачи не подлежат расчленению на части. Подсистемы и элементы ПТС находятся в постоянном взаимодействии друг с другом и, кроме того, большое количество разнородных элементов, составляющих комплекс ПТС, объединены в определенную систему для достижения единой цели. Следовательно, есть основания представлять комплексы ПТС горных предприятий как сложные системы, поскольку они отвечают всем требованиям, предъявляемым к ним.

Анализ показывает, что признакам сложных систем удовлетворяет следующее:

– Такое свойство ПТС, как обладание единством цели и обеспечение выработки оптимальных выходов из имеющегося множества входов (оптимальность должна оцениваться по заранее разработанному системному критерию эффективности);

– Выполнение ПТС большого количества различных функций, которое осуществляется множеством входящих в нее подсистем;

– Сложность функционирования комплексов ПТС заключается в том, что изменение одной входной переменной влечет за собой изменение многих переменных величин (в том числе и выходных) и, причем, нелинейным образом;

– Высокая степень автоматизации (фактическая или потенциально возможная).

Таким образом, может быть сделан практически важный вывод о том, что комплексы ПТС правомерно представлять как сложные системы. Это является основанием для востребования при их исследованиях системного подхода, в основе которого лежит рассмотрение объектов как систем, а также использования теории сложных систем как общей теоретической базы.

В процессе эксплуатации ПТС происходит ухудшение их технико-экономических показателей под воздействием внутренних и внешних дестабилизирующих факторов.

К внутренним дестабилизирующим факторам относятся:

– износ оборудования и старение материала основных узлов, приводящие к снижению производительности и надежности, увеличению потребления электроэнергии и затрат на поддержание их в требуемой кондиции;

– увеличение глубины отработки месторождения и связанное с ним увеличение высоты подъема и длины откатки.

К внутренним дестабилизирующим факторам относятся:

– увеличение коррозионности внешней среды;

– изменение тарифов на энергоносители;

– изменение технологических требований.

Анализ функционирования ПТС под воздействием дестабилизирующих факторов при неизменной их структуре показывает, что развитие ПТС как сложной энергомеханической системы проходит три основных этапа:

– этап соответствия себестоимости транспортирования 1 т руды, производительности и надежности, а следовательно, и структуры ПТС определенным технологическим требованиям;

– этап кризисного состояния, когда показатели себестоимости, производительности и надежности перестают удовлетворять технологическим требованиям;

– этап преодоления кризисного состояния (структурного кризиса), позволяющий за счет мероприятий по структурному изменению ПТС как системы обеспечить приемлемые технологические показатели.

Под структурным кризисом в настоящей работе мы понимаем такое состояние ПТС, при котором скорость нарастания изменений, например, усталостных явлений в элементах шахтных подъемных установок или внутришахтного транспорта, становятся выше скорости реагирования, направленного на устранение этих изменений. То есть наблюдается диспропорция между сложностью системы и способностью рационального управления ею. Явление это достаточно многообразное, имеет как глобальную составляющую (линию тренда) так и множество локальных от нее отклонений. Оно еще недостаточно изучено в плане теории и практики сложных объектов (систем) современного горного производства, к которым в полной мере и относятся комплексы ПТС.

Анализ развития процесса нарастания изменений (усталостных явлений в элементах ПТС) показывает, что может существовать «критическая точка» или ступень развития системы, когда она перестает быть управляемой и далее разрушается. При этом потенциал ее развития становится нулевым.

Такая «критическая точка» и представляет собой наступление ближайшего этапа структурного кризиса ПТС. Наступление этого кризиса определяется вполне объективными факторами, а его определяющей предпосылкой является нарастание сложности, например, расширение и усугубление усталостных явлений в элементах ПТС, перевод систем контроля и управления установками на новый, более высокий, и, следовательно, технологически сложный уровень и др. И поэтому если не предпринимать никаких системных мер, технических и технологических, то наступление кризиса станет необратимым.

ФОРМИРОВАНИЕ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ СТРЕЛЫ ДРАГЛАЙНА ДЛЯ ИНЖЕНЕРНОЙ СРЕДЫ ARM WINMACHINE

ГОЛОВНЕВА Т. П.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Экскаваторы драглайны – это мощные машины, которые широко применяются для выемочных работ в горной промышленности. Основной составляющей рабочего оборудования этой машины является стрела. В истории машиностроения известны 4 основные конфигурации стрелы: вантовая, трехгранная жесткая, ферменная и комбинированная.

В настоящее время стрелы проектируются с помощью ЭВМ. В отечественной практике конструирования сложных металлоконструкций применяется пакет инженерного анализа ARM *WinMachine*, созданный НПЦ АПМ (г. Королев). Для расчета стрел используется модуль ARM *WinStructure3D*, который является системой конечно-элементного расчета и проектирования трехмерных инженерных решений. При расчетах используются стержневая модель и модель нагружения.

Построение стержневой модели конструкции производится в среде модуля по чертежам завода изготовителя. Части стержневой модели могут выполнять функцию жестких стоек, распорок, панелей, раскосов или гибких поясов и диагональных связей. При этом соединение элементов в узлах может быть жестким и шарнирным. Поперечное сечение составляющих модели выбираются из «библиотеки сечений» пакета или проектируются с необходимыми размерами. Стержневая модель защемляется установкой опор, закрепляющих стрелу от смещений.

Модель нагружения включает:

1. Силы тяжести, прикладываемые ко всей конструкции и входящие в любое нагружение с произвольным множителем. Этот множитель учитывает вспомогательные, дополнительные или конструктивные элементы, не вошедшие в стержневую модель.
2. Ветровые нагрузки. Они зависят от аэродинамических коэффициентов и ветрового давления, соответствующего ветровому региону.
3. Инерционные и центробежные силы от элементов стрелы. Силы возникают от торможения и пуска при поворотах экскаватора.

Инерционные и центробежные силы от элементов стрелы определяются по следующим выражениям

$$F_{ин.i} = m_i \varepsilon_{пл} R_i; F_{цб.i} = m_i \omega_{пл}^2 R_i, \quad (1)$$

где m_i – масса единицы длины i -го элемента; $\varepsilon_{пл}$ – ускорение торможения платформы; $\omega_{пл}$ – скорость вращения платформы; R_i – расстояние от оси вращения до i -го элемента.

Следовательно, расстояния от оси вращения элементов влияют на инерционные и центробежные нагрузки, и их график имеет вид трапеции.

В расчетном модуле напряжений нагрузки могут прикладываться в виде распределенных или сосредоточенных сил. Для анализа рассмотрены оба варианта задания нагрузок. Результаты напряжений от инерционных сил на конструкцию по указанным вариантам приложения сил отличаются незначительно (на 0,77 %). Было принято решение силы, равномерно действующие на конструкцию (центробежные, инерционные и ветровые), прикладывать распределенной силой. Такое задание нагрузок проще при формировании расчетной схемы в расчетном модуле.

4. Через тяговые и подъемные канаты при перемещении ковша приводами тяги, подъема и поворота на головные блоки стрелы будут передаваться сила тяжести ковша, а также инерционные и центробежные силы, действующие на ковш. Действие усилия со стороны канатов рассмотрено в работе Шестакова В. С. и Головневой Т. П. *

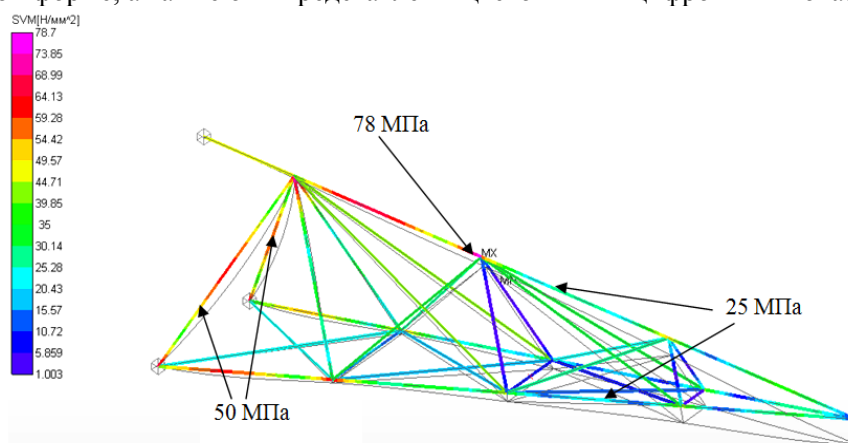
* Шестаков В. С., Головнева Т. П. Расчет нагрузок на стрелу драглайна при транспортировании ковша // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – № 4. – 50-55 с.

5. Переменная нагрузка от веса ковша с грунтом, которая зависит от веса груженого ковша и от положения его относительно стрелы.

6. Нагрузка от предварительного натяжения вант. Сжатие верхнего пояса натяжением вант, так же, как и в реальной машине, необходимо для исключения знакопеременных нагрузок. Это усилие натяжения определяется из условия, что предварительное сжатие жесткого трубчатого пояса должно превосходить усилие растяжения, появляющееся от внешних нагрузок.

Использование современных инженерных технологий позволяет сократить сроки проведения проектировочных работ и проверочных расчетов, а также смоделировать качественные металлоконструкции с оптимальными параметрами.

На рисунке представлены стержневая модель и карта напряжений трехгранной жесткой стелы. В связи с тем, что визуальная деформация конструкции мала, изображение деформации модели приводятся с масштабным коэффициентом, равным 30. Результаты расчета каждого элемента можно вывести в табличной форме, а также они представлены цветовыми и цифровыми показателями.



Результаты расчета напряжений

УДК 622.002.05

МАТРИЧНЫЙ ПОДХОД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКСКАВАТОРНОГО ПАРКА НА ГОРНОДОБЫВАЮЩЕМ ПРЕДПРИЯТИИ

КРАСНИКОВА Т. И.
ОАО «НТЦ-НИИОГР»

Необходимость технического перевооружения горнодобывающих предприятий ставит руководство этих предприятий перед выбором: какую технику выводить в первую очередь, а какую продолжать эксплуатировать.

В выборе стратегии перевооружения определяющее значение, на наш взгляд, приобретает оценка эффективности использования эксплуатируемого оборудования (экскаваторов, буровых станков, бульдозеров, тяговых агрегатов и т. д.), для осуществления которой предлагается матричный подход. В качестве оценочных критериев, на наш взгляд, целесообразно использовать:

- интенсивность использования оборудования (объемы производства, производительность);
- надежность оборудования (простой в ремонтах, аварийность);
- экономичность (затраты на эксплуатацию и ремонт).

Исходными данными для применения матричного подхода являются количественный и возрастной состав техники, годовой объем экскавируемой горной массы, фактическое время в работе, время в простоях, календарный фонд времени, затраты на ремонт и эксплуатацию на единицу оборудования. На основе исходных данных проводится анализ взаимовлияния главных эксплуатационных показателей, характеризующих надежность техники, интенсивность ее использования и экономичность обслуживания и определяется теснота их связи между этими показателями. Слабая связь рассмотренных показателей свидетельствует о том, что взаимовлияние

этих главных характеристик неоднозначно. Именно в этих случаях, когда тесная связь между показателями отсутствует, целесообразно использовать матрицы. В результате построения матриц горная техника будет распределена по разным зонам эффективности (выше и ниже средних значений показателей). Такой подход позволяет определить группы оборудования с высокой и низкой эффективностью использования.

На основе расчетов, проведенных на примере использования экскаваторного парка одного из горнодобывающих предприятий Республики Казахстан, были построены матрицы по показателям. Пример одной из матриц по показателям – срок службы и длительность (продолжительность) аварийных простоев – приведен на рис. 1.

Аналогичные матрицы строятся по показателям: объемы экскавируемой горной массы, часовая производительность, удельные простои (на объем экскавируемой горной массы), затраты на ремонт, удельные затраты на ремонт (на объем экскавируемой горной массы, на длительность простоев).

На основании полученных результатов распределений экскаваторов по зонам эффективности составляется итоговая таблица, в которой каждой зоне распределения оборудования по показателям присваивается соответствующий балл (I – 1, II – 2, III – 3, IV – 4).

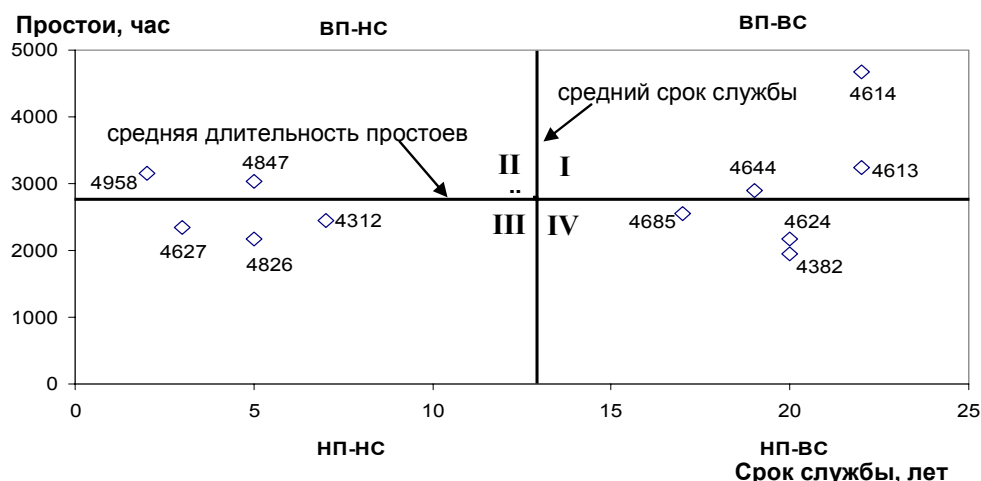
Характеристика зон:

IV – зона с *хорошими* показателями (срок службы, простои (абсолютное и удельное значение), затраты – ниже среднего значения; объемы и производительность – выше среднего значения). В этой зоне матрицы находятся экскаваторы, не требующие списания и являющиеся наиболее надежными (№ 4312, 4627, 4826).

III – зона с *удовлетворительными* показателями (срок службы, объемы и производительность – выше среднего значения; простои и затраты – ниже среднего значения). В этой зоне находятся экскаваторы, которые требуют соответствующего их техническому состоянию обслуживания (№ 4382, 4624, 4685).

II – зона с *менее удовлетворительными* показателями (срок службы, объемы и производительность – ниже среднего значения; простои и затраты – выше среднего значения). В этой зоне находятся экскаваторы, требующие срочного технического освидетельствования и организационных решений (№ 4847, 4958).

I – зона с *неудовлетворительными* показателями (срок службы, простои, затраты – выше среднего значения; объемы и производительность – ниже среднего значения). В этой зоне матрицы находятся экскаваторы, списание которых наиболее целесообразно в ближайшие сроки (№ 4613, 4614, 4644).



I, II, III, IV – зоны эффективности

4627 – хозяйственный номер экскаватора

Обозначения зон матрицы:

НП-НС – низкие простои – малый срок службы;

ВП-НС – высокие простои – малый срок службы;

ВП-ВС – высокие простои – большой срок службы;

Рис. 1. Распределение экскаваторов по времени простоев (абсолютные значения) и сроку службы за один год

Определяется средний балл для каждого экскаватора, затем проводится ранжирование экскаваторов: чем ниже балл, тем более целесообразно списание экскаватора (табл. 1).

Таблица 1

Распределение экскаваторов по балльной оценке по критериям «интенсивность» и «надежность»

№ экскаватора	Группировка экскаваторов по влиянию срока службы на:			Влияние длительности простоев на объем работ	Оценка, балл
	объем работ	часовая производительность	длительность простоев		
4627	IV	II	IV	IV	3,6
4826	IV	II	IV	IV	3,6
4847	IV	IV	II	IV	3,4
4624	III	III	III	IV	3,2
4312	II	II	IV	IV	2,8
4685	III	I	III	III	2,8
4644	III	III	I	III	2,6
4382	I	I	III	III	2
4958	II	II	II	II	1,8
4613	I	III	I	I	1,4
4614	I	I	I	I	1

С учетом проведенной оценки, по критериям надежности и интенсивности использования техники наиболее целесообразно списание экскаваторов № 4614 и № 4613.

Пример итоговой таблицы распределения экскаваторов по критерию «экономичность» представлен на примере горнодобывающего предприятия, где ведется пообъектный учет годовых затрат на эксплуатацию и ремонт (табл. 2).

Таблица 2

Распределение экскаваторов по балльной оценке по критерию «экономичность»

№ экскаватора	Группировка экскаваторов по влиянию срока службы на:		Влияние объема производства на годовые затраты	Оценка, балл
	годовые затраты	удельные годовые затраты		
3	IV	IV	IV	4
51	IV	IV	II	3,3
45	II	IV	III	3
4	II	IV	III	3
14	IV	II	II	2,7
12	III	III	II	2,7
36	I	III	III	2,3
6	III	I	II	2
44	I	III	I	1,7
7	II	II	I	1,7
11	I	I	I	1

С учетом проведенной оценки, по критериям экономичности обслуживания техники наиболее целесообразно списание экскаваторов № 7, № 11 и № 44.

В соответствии с полученной оценкой формируются заключение об эффективности использования экскаваторов и соответствующие рекомендации о целесообразном сроке их эксплуатации.

Рекомендации по использованию оборудования носят следующий характер:

- продолжать эксплуатацию (уточнение режимов производственной эксплуатации);
- уточнить регламент ППР (на основе технического состояния единицы техники);
- уточнить уровень производственных нагрузок;
- вывести из эксплуатации (определить возможность вторичного использования);

Блок-схема оценки показателей использования ГТО приведена на рис. 2.



Технико-экономические показатели приведены пообъектно:

V пр – объемы производства, тыс. м³;

Q час – часовая производительность, тыс. м³/ч;

T служ. – срок службы, лет;

Tпрост. – длительность простоев, ч;

Згод – годовые затраты на ремонт и эксплуатацию единицы техники, тыс. руб.

Рис. 2. Блок-схема оценки показателей использования ГТО

Предложенный матричный подход к анализу эффективности использования оборудования на предприятии обеспечивает достаточную точность оценок при небольших затратах времени и средств на его проведение и может быть использован руководителями и специалистами для определения последовательности технического перевооружения производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Андреева Л. И. Методология формирования технического сервиса горно-транспортного оборудования на угледобывающем предприятии: дисс....докт. наук / Л. И. Андреева. – Екатеринбург, 2004. – 297 с.
2. Организационно-технический аудит ремонтного производства: отчет (пояснительная записка на инженерно-техническую услугу / ОАО «НТЦ-НИИОГР». – Челябинск, 2008-2009 гг. – 232 с.
3. Показатели функционирования систем обеспечения работоспособности горного оборудования / Л. И. Андреева, В. Н. Слюньков, А. С. Довженок // Уголь, Спецвыпуск СУЭК, 2008. – С. 77-78.

ВЛИЯНИЕ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА ЭКСКАВАЦИИ ГОРНЫХ ПОРОД

ГАФУРЬЯНОВ Р. Г.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Большое влияние на работу оборудования оказывает наблюдаемое ухудшение горно-геологических условий разработки месторождений полезных ископаемых (повышение доли скальных пород, сложно структурное залегание пород и т. д.).

Использование экскаваторов в указанных условиях требует оценки взаимосвязей режимных параметров главных механизмов карьерного экскаватора с технологическими параметрами процесса экскавации горных пород и разработки методики расчета технико-экономических показателей функционирования оборудования в конкретных условиях эксплуатации.

К основным технологическим параметрам процесса экскавации горных пород относятся [1]:

- форма развала пород при различных способах взрывания;
- связность взорванной горной массы, характеризующаяся коэффициентом разрыхления породы;
- гранулометрический состав горной массы и наличие негабаритных кусков в развале.

Рассмотрим два характерных вида забоев при разработке взорванных скальных пород (рис. 1):

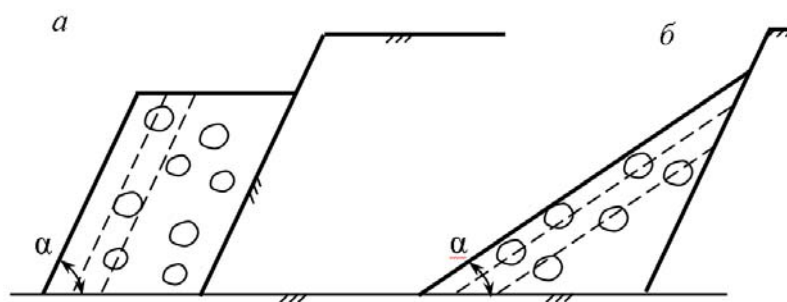


Рис. 1. Характерные зоны развала для взорванных скальных пород:

a – забой со связной горной массой; *б* – забой со связно-сыпучей горной массой; α – угол откоса забоя.

Пунктиром показаны траектории движения вершины зуба ковша при копании

а) взрывание в зажатой среде – забой со связной горной массой при относительно большой высоте развала, примерно равной высоте оси напорного вала (угол откоса забоя α при экскавации практически не изменяется);

б) взрывание с усиленным развалом – забой со связно-сыпучей горной массой при малой высоте развала (угол откоса забоя α при экскавации практически не изменяется, а высота развала уменьшается).

На основе математической модели рабочего процесса карьерных экскаваторов [2] выполнен расчет режимных параметров главных механизмов при копании – скоростей v_n и усилий F_n подъема; скоростей v_n и усилий F_n напора; мощностей усилий подъема P_n и напора P_n .

В качестве исходных данных приняты геометрические и энергетические параметры экскаватора ЭКГ-12 – размеры рабочего оборудования, силы тяжести ковша и рукояти, касательная составляющая силы сопротивления копанию P_{01} и др. [3].

В результате проведенного численного анализа режимных параметров определены кинематические i_v и динамические i_F передаточные функции механизма рабочего оборудования [4]

Передаточные функции определяют кинематические и динамические свойства механизма рабочего оборудования при заданных значениях изменения скоростей и сил выходного звена (ковша) – скорости копания v_k и касательной составляющей сопротивления породы копанию R_{01} .

Выполнен расчет передаточных функций для забоев «а» и «б» при принятых траекториях вершины зуба ковша (рис. 2).

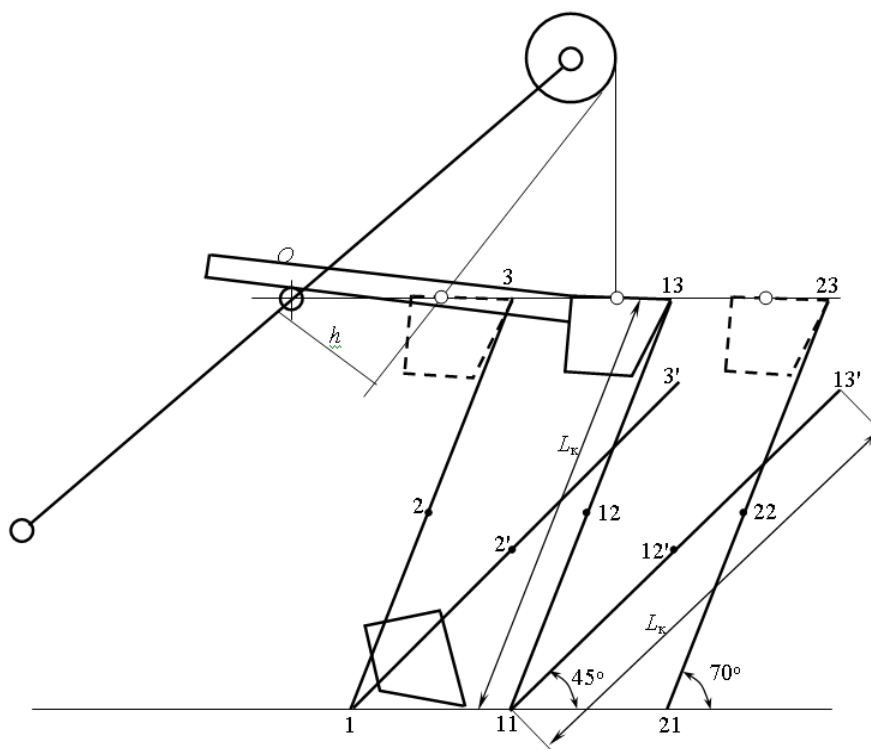


Рис. 2. Расчетные траектории вершины зуба ковша:

1-2-3; 11-12-13; 21-22-23 – с углом наклона 70° ; 1-2'-3'; 11-12'-13' – с углом наклона 45° ; точка О – ось напорного вала; h – плечо усилия подъема; L_k – длина пути наполнения ковша

Анализ расчетных данных показывает, что режимы работы приводов главных механизмов (как скорости рабочих движений, так и усилия) существенно различаются. Так, при перемещении ковша в процессе копания скорость подъема в забое «а» уменьшается по величине примерно на 20...40 % и в забое «б» – в 1,5...3 раза. Скорость напора уменьшается до нуля (при втягивании ковша) и затем, после смены знака, увеличивается.

Усилия напора в процессе копания являются как движущими, так и тормозящими силами.

Величина суммарной мощности, развиваемой усилиями подъема и напора, определяется мощностью силы сопротивления копанию, а также зависит от затрат энергии на подъем груженого ковша. В процессе копания величина суммарной мощности увеличивается и, соответственно мгновенный КПД механизма к концу копания уменьшается и изменяется в диапазоне 0,6...0,4. Среднее значение КПД при отработке забоя «а» на ширину заходки составляет $\eta_{м.ср} = 0,48$. При отработке забоя «б» степень использования установленной мощности двигателя механизма подъема существенно снижается и составляет 0,55...0,65, что определяется уменьшением скорости подъема.

При копании на максимальном вылете рукояти резко возрастают усилия подъема и напора, а также мощность двигателя механизма напора (особенно при копании в забое «б»), в этом случае заполнение ковша затрудняется, и производительность экскаватора снижается.

В целом, режим работы привода механизма подъема характеризуется плавным изменением скорости и усилия подъема, что определяет возможность эффективного регулирования режимных параметров.

Режим работы привода механизма напора является резко переменным, причем двигатель работает, в основном, в режиме противовключения, что усложняет управление приводом.

Выводы:

1. Эффективная работа экскаватора и полное использование установленной мощности двигателя подъема обеспечивается в забое со связанной горной массой при относительно большой высоте развала.
2. Производительность экскаватора может быть повышена при уменьшении максимального радиуса копания, т. е. при уменьшении ширины заходки экскаватора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Беляков Ю. И. Проектирование экскаваторных работ. – М.: Недра, 1983. – 349 с.
2. Гафурьянов Р. Г., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. Моделирование рабочего процесса карьерных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика, 2009. – № 6. – С. 40-45.
3. Горное оборудование Уралмашзавода / Коллектив авторов. Под ред. Г. Х Бойко. – Екатеринбург: Уральский рабочий, 2003. – 240 с.
4. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1979. – 576 с.
5. Чулков Н. Н. Расчет приводов карьерных машин. – М.: Недра, 1987. – 196 с.

УДК 622.242

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ МОДУЛЬНОЙ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

КОВЯЗИН Р. А., КОСИЦЫН О. А., ПОРОЖСКИЙ К. П.
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Некоторые российские компании выводят на российский рынок принципиально новые буровые установки, основными достоинствами которых являются: малый вес, компактность, модульная компоновка, гидропривод исполнительных механизмов. Специалисты считают, что объем продаж таких установок в России уже в ближайшие годы может исчисляться сотнями. В Европе они уже активно применяются. Их преимущества в том, что это не отдельная машина, а дополнительное оборудование, не требующее регистрации в ГИБДД. Установка позволяет производить как вертикальное, так и горизонтальное бурение скважин диаметром до 360 мм на глубину до 100 м. Новая установка МБС-100 позволяет компаниям снижать стоимость бурения.

Компания *Kurth* (Германия) производит малогабаритные буровые установки на гусеничном шасси, строящиеся по модульной системе в 4 типоразмерах, глубиной бурения до 75 метров и диаметром до 219 мм. Использование мобильных и малогабаритных модульных установок – это современная тенденция в бурении за рубежом. Так, в Европе примерно 20 % буровых работ выполняются аналогичными буровыми установками. В России для проведения буровых работ в основном используют стационарные и самоходные буровые машины, которые обладают большими габаритами и весом. Цена таких буровых установок среднего класса – до 100 тысяч евро (бурение на глубину до 300 метров). Также на геологоразведочных предприятиях много старой еще советской техники, которая морально и физически устарела и требует замены.

В настоящее время в России выпускается порядка 4-6 моделей малогабаритных буровых установок. В частности, «Геомаш» несколько лет назад начал выпуск буровой установки ББУ-000 «Опенок» для бурения скважин глубиной до 100 м и диаметром до 135 мм. Она позволяет бурить в труднодоступных местах, где обычной установкой это сделать проблематично – например, в условиях сложного ландшафта, при наличии посторонних сооружений и препятствий, растительности, на насыпях и склонах дорог, за ограждениями. Может монтироваться как дополнительное оборудование на различные типы транспортных средств. Наиболее крупные российские производители бурильных машин и установок – «Уралмаш – Буровое оборудование», Завод «Стройдормаш» и др., западные – *Atlas Copco Craelius*, *Boart Longyear*, *Bauer Maschinen GmbH* (Германия) и др.

Установка УБШМ-1-13 представляет собой модульную установку, монтируемую на различные транспортные средства повышенной проходимости. В состав установки входят: двигатель, редуктор

и станина мачты. Установка предназначена для бурения геофизических и структурно-поисковых скважин вращательным способом с промывкой или без промывки. Может использоваться в труднопроходимых районах. Обеспечивает увеличение производительности и облегчение условий труда за счет механизации спускоподъемных операций. Управление гидроприводом обеспечивает возможность облегчения запуска гидросистемы в условиях низких температур. Снижает затраты на сейсморазведку в природоохранных зонах за счет уменьшения ширины просеки до 1 м. Глубина бурения до 25 метров (диаметром 93 мм), максимальный диаметр 150 мм, мощность привода 9,75 кВт.

Станок буровой гидрофицированный переносной модульный СБГ-ПМ2 «СТЕРХ» предназначен для шнекового, шарошечного, пневмоударного и колонкового бурения вертикальных и наклонных скважин в породах I-XII категорий по буримости в стесненных условиях закрытых помещений и на открытых площадках в условиях умеренного макроклиматического района. Глубина бурения до 50 метров (диаметром 112 мм), максимальный диаметр 250 мм, мощность привода 12,5 кВт.

Блочная буровая установка ББУ-000 «Опенок» предназначена для бурения инженерно-геологических скважин, в том числе в помещениях с ограничением по высоте до 2 м; сооружения свай при усилении фундаментов, в том числе в стесненных условиях, укрепления откосов, опор, а также бурения геологоразведочных скважин. Максимальная глубина до 100 метров (диаметром 46 мм), максимальный диаметр 132 мм, мощность привода 17,7 кВт.

Основными недостатками данных установок является малая мощность привода и, как следствие, небольшой крутящий момент, что не позволяет бурить скважины диаметром 112 мм, глубиной до 100 метров, и использовать шнеки большого (360 мм) диаметра.

Установка УБГ-Л2 «АЛЛИГАТОР» предназначена для бурения инженерных скважин в породах I-XII категории по буримости, в частности, для производства буроинъекционных и буронабивных свай, анкеров, водопонижающих скважин и других работ в стесненных условиях закрытых корпусов различных зданий и на открытых площадках в условиях умеренного макроклиматического района.

Буровая установка может быть смонтирована на различные шасси:

- гусеничное шасси;
- автошасси ГАЗ;
- гусеничные вездеходы ГАЗ, BV-206 и другие транспортные средства.

Максимальная глубина до 100 метров (диаметром 93 мм), максимальный диаметр 320 мм, мощность привода 30 кВт, масса установки 1850 кг.

Основным недостатком установки является ее масса.

Установка шнекового бурения УШ-2Т предназначена для бурения в основном сейсмических скважин в породах до IV категории по буримости шнековым способом в отдаленных и труднодоступных районах, а также может быть использована при инженерно-геологических изысканиях. Все механизмы установки УШ-2Т смонтированы на раме, прикрепляемой к шасси трактора, и имеют привод от его ходового двигателя. Установка комплектуется инструментом для шнекового бурения, запасными частями и ремонтно-монтажным инструментом. В комплект бурового инструмента входят: долото трехлопастное, шнеки, подкладная вилка, шнеколовки, метчик, колокол, штанги, вспомогательный инструмент и принадлежности для шнекового бурения.

Буровой станок БСК-300 предназначен для бурения в породах средней твердости скважин диаметром 300 мм на глубину 10-15 м и скважин диаметром 190 мм на глубину 30 м. Буровой станок БСК-100 и его модификации используются для бурения скважин глубиной до 100 м. В конструкции этого станка впервые был реализован безлебедочный автоматизированный подъем бурового инструмента. Буровые станки БСК-2РП и БСК-2РП-В предназначены для бурения алмазными и твердосплавными коронками геологоразведочных скважин глубиной до 100 м из подземных горных выработок. Станок БСК-2РП-В применяется для бурения взрывоопасных выработок.

Установка буровая гидрофицированная легкой серии модульного типа МБС-100 предназначена для бурения инженерных скважин в породах I-XII категории по буримости, в частности, для производства буроинъекционных и буронабивных свай, анкеров, водопонижающих, структурно-поисковых, геофизических, инженерно-геологических, геологоразведочных, гидрогеологических скважин (на воду), а также капитального ремонта гидроскважин (КРС) и других работ в стесненных

условиях закрытых корпусов различных зданий и на открытых площадках. Климатическое исполнение «VI» по ГОСТ 15150-69 (при температуре окружающего воздуха от -40 до +40 °С).

Глубина бурения до 100 метров (диаметром 112 мм), максимальный диаметр 360 мм, мощность привода от 40 до 70 кВт, масса установки полная, в базовой комплектации 400 кг.



Станок МБС-100

Буровой станок проектируется выпускать в базовой модификации с возможностью дальнейшей доукомплектации дополнительным оборудованием и узлами, выполненными в виде отдельных блоков, что обеспечивает его высокую универсальность, расширяя область его применения. На рис. представлен вид металлоконструкций станка с гидроцилиндром подачи и вращателем на стадии проектирования.

УДК 622.242

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ АДАПТЕРА ВЕРХНЕГО ПРИВОДА БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

БЫКОВ Д. В

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Системы верхнего привода (СВП) являются принципиально новым типом механизмов бурильных установок, обеспечивающих выполнение целого ряда технологических операций. Верхний привод представляет собой подвижный вращатель, оснащенный комплексом средств механизации СПО. СВП рациональна при бурении наклонно направленных, горизонтальных и разветвленных скважин, при бурении глубоких скважин, бурении в сложных горно-геологических условиях. Наиболее нагруженным элементом верхнего привода является адаптер. От его работоспособности зависит работа всей установки. В связи с этим проведем анализ конструкций адаптеров для последующей оптимизации. Для анализа конструкции адаптера используем пакет *SolidWorks*.

Программа *SolidWorks* – это система автоматизированного проектирования, использующая привычный графический интерфейс *Microsoft Windows*. Это легкое в освоении средство позволяет инженерам быстро отображать свои идеи в эскизе, с легкостью заменяя элементы и размеры деталей, а также создавать модели и подробные чертежи. В модуле *SolidWorks CosmosXpress* можно проводить проектировочный анализ построенных моделей с помощью моделирования нагрузок. *CosmosXpress* моделирует цикл проектирования и предоставляет информацию о возникающих напряжениях. Также

показываются критические области и уровни прочности для различных участков детали. На основе этих результатов можно укрепить непрочные участки и удалить материал в областях с излишним запасом прочности. *SolidWorks* Результаты анализа проектирования, полученные в модуле *CosmosXpress*, базируются на линейном статическом анализе, и предполагается изотропный материал. Линейный статический анализ предполагает, что: 1) поведение материала является линейным согласно закону Гука, 2) вызванные нагрузкой смещения являются достаточно небольшими, чтобы не учитывать изменения жесткости в результате приложения нагрузки, и 3) нагрузки прикладываются медленно, чтобы не учитывать динамические эффекты.

Возможности *SolidWorks* можно продемонстрировать на основе сравнительного анализа 2-х адаптеров, применяемых в системах верхнего привода.

В России системами верхнего привода могут оснащать буровые установки, выпускаемые ОАО «Уралмаш»*, где впервые решены технические задачи совмещения работы верхнеприводной системы и средств механизации спускоподъемных операций, что выводит создаваемые установки в разряд лучших в своем классе.

Для анализа был смоделирован подъем 180 т. Использовались две различные схемы адаптеров, сравнительные характеристики приведены в таблице:

– Схема 1 (рис. 1): материал детали – сталь 09Г2С; расчет производился методом конечных элементов, число элементов 25556.

– Схема 2 (рис. 2): материал детали – сталь 09Г2С; расчет производился методом конечных элементов, число элементов 40587.

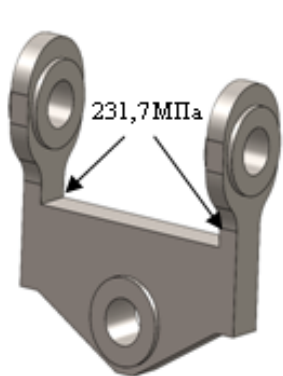


Рис. 2. Общий вид первого адаптера

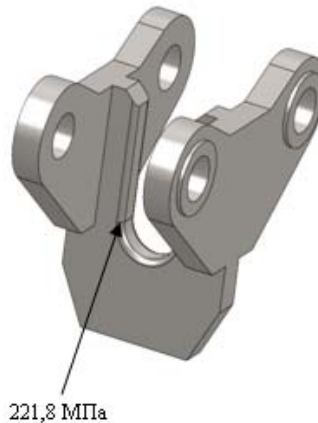


Рис. 2. Общий вид второго адаптера

Сравнительные характеристики адаптеров

	Материал	Масса, кг	Расчетное напряжение (допускаемое $[\sigma] = 240$ МПа), МПа
Адаптер 1	09Г2С	560	231,7
Адаптер 2	09Г2С	871	221,8

Из полученных данных можно сделать вывод о том, что адаптер 1 имеет более высокие эксплуатационные качества, по сравнению с адаптером 2, так как его конструкция является менее металлоемкой и более простой в изготовлении, но при этом воспринимает практически такие же нагрузки. Для уменьшения напряжений в адаптере 1 автор предлагает скруглить переход от

* Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование / Коллектив авторов под общей редакцией Гусмана А. М. и Порожского К. П.: научное издание. – Екатеринбург: УГГГА, 2002. – С. 341-349.

проушин к основной части адаптера по причине того, что эти места являются концентраторами напряжений. Благодаря *SolidWorks* можно, не создавая опытных образцов, определить наиболее опасные места и оптимизировать каждую деталь и механизм в целом, тем самым получив значительную экономию времени и уменьшение материальных затрат.

УДК 622

МЕТОДЫ И СПОСОБЫ ОСУШКИ СЖАТОГО ВОЗДУХА

МИНЯЕВ Ю. Н., МИРОНОВА Е. М.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Сжатый воздух, выходящий из компрессора, содержит водяные пары, которые при конденсации образуют влагу. Выпадение влаги в воздухопроводах способствует потерям воздуха и затрудняет эксплуатацию пневмосистемы.

В период холодов влага, накопившаяся в наиболее низких местах магистралей, примерзает к трубам и уменьшает их проходное сечение. Дросселирование потока через узкое сечение сопровождается дальнейшим снижением температуры, в результате чего сечение полностью перекрывается, и доступ сжатого воздуха к потребителям прекращается. Перемерзание воздухопроводов происходит при небольших морозах или при наступлении оттепели после сильных морозов, когда в атмосферном воздухе влагосодержание увеличено, а трубы достаточно холодные, и зона выделения влаги приближается к опасному участку воздухопровода. Влага накапливается в тупиковых участках трубопроводов, перед удаленными потребителями сжатого воздуха, а также при периодических расходах воздуха потребителями, работающими, например, одну-две смены в сутки, что вызывает необходимость частых или непрерывных продувок с потерями воздуха. Особенно много воды накапливается в течение третьей смены при малой нагрузке. Продувка воздухопровода лишь удаляет накопившуюся в данном участке влагу, но не может устранить дальнейшее ее поступление из магистрали. Влага, попадающая в пневмоприемники, ухудшает их работу не только засорением пускорегулирующей аппаратуры водой и продуктами коррозии, но и обмерзанием выхлопных клапанов и патрубков при расширении холодного воздуха.

Осушка сжатого воздуха является эффективным мероприятием по снижению влажности воздуха в воздухопроводах.

Степень осушки сжатого воздуха регламентируется классом его загрязненности по ГОСТ 17433-80. Для ряда пневматических систем и устройств класс загрязненности указывается в технических требованиях к их эксплуатации. Рабочее давление и температура сжатого воздуха определяются условиями работы пневмосистемы на предприятии.

Существуют следующие способы осушки сжатого воздуха.

1. Рекуперативные теплообменники. В рекуперативных теплообменниках сжатый воздух охлаждается с конденсацией водяных паров различными теплоносителями: технической водой, атмосферным воздухом и низкокипящим хладагентом.

Рекуперативные теплообменники выполняются на основе унифицированных пучков труб. При эксплуатации из-за некачественной технической воды пучки труб загрязняются, что ухудшает условия теплообмена и недоохлаждение становится больше на 25...35 °С.

2. Холодильные установки. Холодильные установки обеспечивают более глубокое охлаждение воздуха и его осушку до 2-3 °С. Осушенный этим способом воздух вполне достаточен для ряда технологических процессов, а при теплоизолированных магистральных воздухопроводах и положительной температуре в местах воздухопотребления конденсации остаточных паров в нем не произойдет.

3. Перспективным направлением можно считать термоэлектрическое охлаждение воздуха, основанное на эффекте Пельтье. К батарее из полупроводниковых элементов подводится постоянный ток, в результате чего противоположные концы элементов приобретают разность температур до 30 °С. К холодному спаю батареи подводится осушаемый воздух; горячий спай в это время охлаждается воздухом или водой.

4. В последнее время на компрессорных станциях общего назначения внедряются осушители сжатого воздуха (ОСВ), которые устанавливаются после водяного конечного охладителя в качестве второй ступени охлаждения и осушки сжатого воздуха.

ОСВ представляет собой воздушный теплообменник с трубками Фильда (труба в трубе), позволяющими охлаждать на прямом ходе и подогревать на обратном ходе сжатый воздух.

ОСВ не обеспечивает требуемый уровень осушки сжатого воздуха в летний период эксплуатации. Для удаления остаточной влаги после ОСВ необходимо устанавливать дополнительно перед пневмоприемниками магистральный водоотделитель центробежного действия или фильтры с пористыми фильтр-элементами.

5. Адсорбционные осушители. Адсорбционные осушители применяются для отделения влаги в парообразном состоянии.

Адсорбцией называется процесс поглощения паров и газов поверхностью твердого вещества-адсорбента. Процесс адсорбции является процессом экзотермическим и не беспредельным, так как после насыщения адсорбента его поглотительная способность падает до нуля. Из адсорбентов для осушки сжатого воздуха чаще всего применяются силикагель, алюмогель и синтетические цеолиты.

Основным элементом адсорбционной осушки является адсорбер. Адсорберы малой пропускной способности представляют собой устройства патронного типа. Адсорбент содержится в патроне, который заменяется после насыщения адсорбента. Адсорберы большой пропускной способности представляют собой аппараты, в которых адсорбент используется многократно путем периодической регенерации.

В адсорбционных осушителях сжатого воздуха можно получить очень высокую степень очистки воздуха от паров влаги, однако на практике такая тщательная очистка требуется редко. Перед адсорберами необходимо устанавливать влагоотделители, так как влага разрушает зерна адсорбента. После адсорбера следует также устанавливать фильтр тонкой очистки (15-20 мкм), отделяющий от воздуха абразивную пыль адсорбирующих веществ.

По способам регенерации циклические адсорбционные процессоры подразделяются на процессы, связанные с изменением температуры (термическая регенерация), и процессы, связанные с изменением парциального давления адсорбата (безнагревная регенерация).

Установки с безнагревной адсорбцией компактны и экономически эффективны, но требуют надежной и быстродействующей системы управления потоками. Это одна из причин, из-за которой они не получили пока должного применения.

Недостатки адсорбционной осушки воздуха: потеря давления воздуха после его обработки достигает 0,04 МПа; необходимость нагрева воздуха для регенерации; потеря воздуха, идущего на регенерацию, поэтому рекомендуется использовать этот способ осушки сжатого воздуха лишь в случаях, когда нельзя достичь требуемой точки росы другим способом.

На основании анализа способов осушки сжатого воздуха для пневмохозяйства предприятия «Метрострой-ПТС» предлагается адсорбционный способ осушки.

УДК 622.44

МОДИФИКАЦИЯ МЕТОДА КОНФОРМНОГО ОТОБРАЖЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ ШАХТНЫХ ТУРБОМАШИН

МАКАРОВ Н. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Компоновка шахтных центробежных вентиляторов, их конструктивное исполнение делают наиболее целесообразным применение в них энергетических регуляторов (ЭР) для управления потоком на входе в рабочее колесо и как результат – регулирования режима их работы.

Разработка энергетических методов управления режимом работы шахтных вентиляторов и создание на этой основе эффективных регулирующих устройств – одна из важнейших задач шахтного вентиляторостроения.

Для разработки математической модели ЭР в рассматриваемой задаче использован принцип конформного преобразования для построения канонического потенциала течения, что приводит к необходимости конформного отображения однолистной римановой области конфузорной радиальной решетки профилей ЭР на многолистную каноническую область с сингулярной особенностью в виде внешнего вихря из бесконечности на плоскость круга единичного радиуса. При этом необходимо получить комплексный потенциал течения на многолистной канонической области и доказать его единственность.

ЭР, представляющему собой радиальную решетку аналитических профилей произвольной формы с n -профилями, согласно общей постановке задачи в плоском случае, ставится в соответствие однолистной обтекаемый контур. Исследования проведены в предположении, что во всей области однолистной римановой поверхности течения стационарное и безвихревое, жидкость идеальная, несжимаемая, невесомая, и константа Бернулли постоянна.

В случае гладкого обтекания тел, когда отсутствуют зоны постоянного давления, приходим к изучению гладкого обтекания однолистного контура. Этот контур, получающийся после схематизации границ физического пространства, будем считать произвольным, но заданным. Точное решение задачи его обтекания несжимаемой жидкостью сводим к построению двух аналитических функций – функции $Z(\gamma)$ отображения внешности D_γ круга единичного радиуса на область течения D_z , ограниченную однолиственным контуром, и комплексного потенциала $F[z(\gamma)]$ в плоскости круга единичного радиуса. Для произвольного однолистного контура построение функции $Z(\gamma)$ требует дополнительного отображения области деформированного круга на круг, аналогично используемому в методах расчета обтекания произвольного твердого профиля.

Поскольку профили круговой решетки ЭР представляют собой аналитические гладкие профили произвольной формы, то конформное отображение получаем в два этапа. На первом этапе определяем функцию конформного отображения n -листной римановой поверхности внешности круга единичного радиуса D_γ , содержащую информацию об эквивалентной исходной решетке профилей ЭР, в виде трансформированной в круговую решетку, составленную из профилей в форме отрезков логарифмических спиралей, на внешность n -листной римановой поверхности D_γ деформированного круга (овала), идентифицирующего геометрию исходной круговой решетки профилей. На втором этапе осуществляем конформное отображение внешности n -листной римановой поверхности деформированного круга в области D_γ на однолистную римановую поверхность D_z схематизированного контура ЭР в форме круговой решетки аналитических профилей произвольной формы (рис. 1).

Для корректности задачи считаем, что область течения на однолистной римановой поверхности односвязная, соответствующий схематизированному профилю однолистной контур круговой решетки ЭР гладкий и набегающий поток не ограничен. Установим, что при заданной геометрии однолистного контура круговой решетки ЭР с n -профилями, в случае установившегося безвихревого течения идеальной несжимаемой жидкости с постоянной константой Бернулли во всей области течения, решение задачи обтекания единственное.

В данной работе применение метода конформного отображения для рассмотрения аэродинамики ЭР приводит к необходимости конформного отображения многолистной односвязной области на однолистную односвязную область [4]. Для обеспечения единственности решения необходимо добиться однозначности n -отображений на круге единичного радиуса. Так как в схематизированной радиальной решетке ЭР профили установлены с постоянным периодом, то для обеспечения однозначности отображения всей решетки выберем константы отображения таким образом, чтобы точки $z=0$ и $z=\infty$ области D_z перешли в две симметричные относительно начала координат точки $y=\Phi$ и $y=-\Phi$ на области D_γ .

Формпараметр Φ характеризует исходную аэродинамическую нагруженность радиальной решетки профилей, являясь гидродинамическим аналогом ее безциркуляционного обтекания при отсутствии сингулярной особенности и определяется геометрическими параметрами круговой решетки профилей.

В этом случае в точках Φ и $-\Phi$ области D_γ логарифмическая функция получает приращение $\pm 2\pi i$, что соответствует переходу в следующий период круговой решетки.

Таким образом, согласно общей постановке задачи обтекания радиальной решетки аналитических профилей произвольной формы, с учетом вышеизложенного, найдем отображающую

функцию с использованием принципа гидродинамической аналогии [2] путем приравнивания комплексных потенциалов течений в схематизированной радиальной решетке профилей ЭР области D_z и в плоскости круга единичного радиуса области D_γ на режиме, соответствующем безударному обтеканию [3].

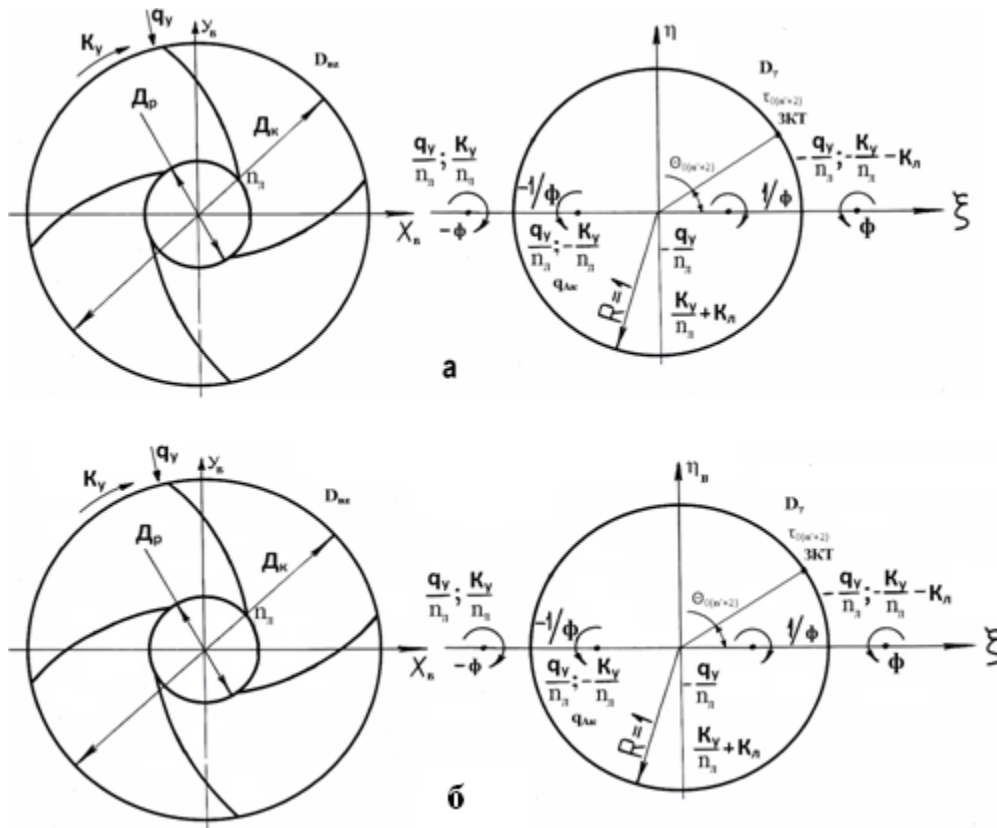


Рис. 1. Принципиальная схема последовательности конформных преобразований:

- а – преобразование n_l -листной области D_γ в n_l -лиственную область D_{vy} ;
- б – преобразование n_l -листной области D_{vy} в $(n+1)$ -лиственную область D_z

Не рассматривая промежуточные преобразования в областях D_z , D_{vy} , D_γ , пояснения по которым приведены на рис. 1, получим функцию комплексного отображения $Z(\gamma)$ в виде

$$n_l \ln z = \ln \frac{(\gamma + \Phi)}{(\gamma - \Phi)} + e^{2i\beta_l + c} \ln \frac{(\gamma - \Phi_1^{-1} e^{i\theta_1})}{(\gamma - \Phi_2^{-1} e^{i\theta_2})}, \quad (1)$$

$$z = \left[\frac{(\gamma + \Phi)}{(\gamma - \Phi)} \right]^{1/n_l} \left[\frac{(\gamma - \Phi_1^{-1} e^{i\theta_1})}{(\gamma - \Phi_2^{-1} e^{i\theta_2})} \right]^{\frac{(2i\beta_l + c)}{n_l}}, \quad (2)$$

где $z = re^{iv}$, $\gamma = \rho e^{i\theta}$ – комплексные координаты точек в областях D_z и D_γ , соответственно; r , v – радиус и полярный угол на плоскости Z соответственно; ρ , θ – радиус и полярный угол на плоскости γ соответственно; Φ – формпараметр эквивалентной радиальной решетки профилей в виде отрезков логарифмических спиралей; β_l – угол логарифмической спирали эквивалентной решетки профилей; $\gamma_1 = \Phi_1^{-1} e^{i\theta_1}$, $\gamma_2 = \Phi_2^{-1} e^{i\theta_2}$, $K_\Phi = e^{2i\beta_l + c}$ – комплексные параметры, определяющие форму профиля исходной круговой решетки аналитических профилей.

С учетом ограничений, накладываемых на понятие аналитический профиль, точки γ_1, γ_2 могут быть расположены только внутри единичного круга области D_γ , при этом должно сохраняться направление обхода контура профиля в области D_z .

Особые точки отображение γ_{01}, γ_{02} определяем из условия нарушения конформности

$$n_\pi z_0^{-1} \frac{dz}{d\gamma} = \frac{2\Phi}{(\gamma_0^2 - \Phi^2)} + e^{2i\beta_\pi + c} \frac{(\gamma_1 - \gamma_2)}{(\gamma_0 - \gamma_1)(\gamma_0 - \gamma_2)} = 0, \quad (3)$$

$\gamma = \gamma_0$

из которого для γ_0^2 получаем уравнение

$$\gamma_0^2 - \frac{[2\Phi(\gamma_1 + \gamma_2) + \Phi e^{2i\beta_\pi + c} (\gamma_1 - \gamma_2)]}{[e^{2i\beta_\pi + c} (\gamma_1 - \gamma_2) - 2\Phi]} + \frac{2\Phi(\gamma_1 + \gamma_2)}{[e^{2i\beta_\pi + c} (\gamma_1 - \gamma_2) - 2\Phi]} = 0. \quad (4)$$

Поскольку параметры $\Phi_1, \Phi_2, \theta_1, \theta_2, c, \beta_\pi$ определяют форму аналитического профиля радиальной решетки ЭР, а в конечном счете, и ее геометрию, целесообразно при решении практической задачи аэродинамики круговой решетки аналитических профилей задавать особые точки γ_{01}, γ_{02} и параметр K_Φ в составе исходных данных.

Учитывая сказанное и уравнение (4), получим систему двух уравнений для определения γ_1 и γ_2 :

$$\gamma_1 = \frac{[(\gamma_{01} + \gamma_{02})(K_\Phi \gamma_2 + 2\Phi\Phi) - 2\Phi\Phi_2]}{[K_\Phi(\gamma_{01} + \gamma_{02}) + 2\Phi\Phi]};$$

$$\gamma_2^2 + \Phi \frac{[2\gamma_{01}\gamma_{02} - K(\gamma_{01} + \gamma_{02})]}{[2\Phi - K_\Phi(\gamma_{01} - \gamma_{02})]} - 2\gamma_2 \frac{[\Phi\Phi(\gamma_{01} + \gamma_{02}) - (\Phi^2 + \gamma_{01}\gamma_{02})K_\Phi]}{[2\Phi - K_\Phi(\gamma_{01} + \gamma_{02})]} = 0. \quad (5)$$

В отличие от формпараметров $\Phi_1 > 1$ и $\Phi_2 > 1$, особые точки γ_{01}, γ_{02} могут быть расположены как внутри единичного круга области D_γ , так и на самом круге, то есть $|\gamma_1| < 1, |\gamma_2| < 1$, в то время как $|\gamma_{01}| \leq 1, |\gamma_{02}| \leq 1$.

При расположении особой точки отображения на единичном круге контур профиля радиальной решетки будет иметь соответствующую угловую точку. Таким образом, по аналогии с аналитическим профилем Н. Е. Жуковского, полагая $\theta_{01} = \theta_{02} + \pi, |\gamma_{02}| = 1, |\gamma_{01}| < 1$, получим радиальную решетку аналитических профилей со скругленной передней и острой задней кромками и средней линией в виде логарифмической спирали. При изменении θ_{01}, θ_{02} , причем $\theta_{01} \neq \pi + \theta_{02}$, происходит изменение кривизны профиля по отношению к приведенной логарифмической спирали.

Изменение величин θ_{01}, θ_{02} также ведет к изменению относительной толщины профиля радиальной решетки ЭР.

Учитывая сказанное и рис. 1, можно получить аналитическую зависимость положения особых точек отражения γ_{01}, γ_{02} и параметров, характеризующих толщину и кривизну аналитического профиля круговой решетки.

По аналогии с [3] и с учетом вышесказанного, можно получить уравнения, связывающие соответствующие точки в плоскостях Z и γ .

Таким образом, сформулирован математический аппарат построения комплексной функции $Z(\gamma)$, осуществляющей конформное отображение n_π -листной римановой поверхности внешности круга единичного радиуса области D_γ на однолиственную римановую поверхность контура схематизированной круговой решетки ЭР с аналитическими профилями гладкой формы области D_z .

Для построения комплексного потенциала $F[Z(\gamma)]$ в однолиственной римановой поверхности внешности круга единичного радиуса области D_γ воспользуемся принципом суперпозиции и методом особых точек С. А. Чаплыгина, согласно которому все особые точки течения в области D_γ , подобно вычетам в интегралах Коши, должны находить соответствующее отражение в функции комплексного потенциала [4].

Значение циркуляции по любой односвязной замкнутой линии, содержащей внутри себя круг единичного радиуса в области D_γ , в соответствии с теоремой Гельмгольца [1] в данном случае с точностью до константы, равно циркуляции K_n вокруг однолиственного контура круговой решетки профилей ЭР.

Если в рассматриваемой задаче положить постоянную константу Бернулли, то в плоскости γ приходим к задаче обтекания твердого круга единичного радиуса с циркуляцией K неограниченным потоком. В данном случае комплексный потенциал течения $F[Z(\gamma)]$ имеет вид:

$$F[z(\gamma)] = \varphi[z(\gamma)] + i\psi_0[z(\gamma)] = \frac{q \ln \frac{(\gamma + \Phi)(\gamma + \frac{1}{\Phi})}{(\gamma - \Phi)(\gamma - \frac{1}{\Phi})} - \frac{K_H - n_L K_L}{i} \ln \frac{(\gamma - \frac{1}{\Phi})}{\gamma - \Phi} - \frac{iK_H \ln \frac{\gamma + \Phi}{\gamma + \frac{1}{\Phi}}}{(\gamma + \frac{1}{\Phi})}}{2\pi n_L}, \quad (7)$$

где q – коэффициент расхода стока направленного в центр радиальной решетки профилей ЭР в области D_z ; K_H – интенсивность вихря (циркуляция), с центром в круговой решетке профилей ЭР в области D_z , определяемая вращением потоков в полости высокого давления корпуса вентилятора на входе в ЭР; K_L – интенсивность вихря (циркуляция) вокруг профиля круговой решетки в плоскости D_z ; φ – функция потенциала течения в области D_γ ; ψ – функция тока (линия тока) течения в области D_γ .

Построенное решение при заданных q , K_H , K_L и локальных является, с точностью до константы, единственным. Действительно, если положить, что решений два: $F_1[Z(\gamma)]$, $F_2[Z(\gamma)]$ и рассмотреть функцию $\Delta(\gamma) = F_1[Z(\gamma)] - F_2[Z(\gamma)]$, легко видеть, что эта функция – однозначная вне круга и что на круге и на бесконечности $\text{Im}\Delta(\gamma) = 0$. Отсюда, по теореме единственности решения задачи Дирихле-Неймана, должно быть $\text{Im}\Delta(\xi) \equiv 0$, а значит, $F_1[Z(\gamma)] - F_2[Z(\gamma)] \equiv \text{const}$.

Теперь, учитывая единственность, с точностью до константы, решения для функции $F[Z(\gamma)] = W(\gamma)$ и условия единственности конформного отображения при заданном n_L -листном контуре получаем в результате, с точностью до константы, единственное решение задачи обтекания указанного однолистного контура круговой решетки аналитических профилей ЭР:

$$F(Z) = W[\gamma(Z)]. \quad (8)$$

В соответствии с (7), получим формулу для комплексной скорости течения вне круга единичного радиуса n_L -листной римановой области D_γ

$$\begin{aligned} \frac{dF}{d\gamma} = & \frac{0,5\pi^{-1}n_L^{-1}(q + iK_H)}{\left(\frac{1}{\gamma + \Phi} - \frac{1}{\gamma - \Phi}\right)} + \frac{0,5\pi^{-1}n_L^{-1}(q + iK_H)}{\left(\frac{1}{\gamma + \Phi} - \frac{1}{\gamma - \Phi}\right)} + \frac{(q + iK_H)}{2\pi n_L(\gamma + \Phi)} - \frac{(q + iK_H)}{2\pi n_L(\gamma + \Phi)} - \\ & - \frac{(q + iK_H)}{2\pi n_L(\gamma + \frac{1}{\Phi})} + \frac{(in_L K_L + q - iK_H)}{2\pi n_L(\gamma - \Phi)} - \frac{(in_L K_L - q - iK_H)}{2\pi n_L(\gamma - \frac{1}{\Phi})}, \end{aligned} \quad (9)$$

Таким образом, в случае заданных энергетических характеристиках управляющего потока при обтекании однолистного контура круговой решетки ЭР с аналитическими профилями, полученное уравнение позволяет построить течение в n_L -листной римановой области D_γ круга единичного радиуса и определить характеристики его обтекания потенциальным потоком с точностью до константы. Для определения положения «З»-критической точки, называемой задней критической точкой профиля круговой решетки, и, соответственно, единственного значения циркуляции K_L при обтекании однолистного контура круговой решетки профилей со струями используем известную гипотезу Жуковского-Чаплыгина-Кутта о сходе потока с острой задней кромки аналитического профиля.

Полагая, что $\tau_3 = e_3^{i\theta_3}$ соответствует задней критической точке профиля, где нарушено условие конформности отображения $\frac{dz}{d\gamma\tau_3} = 0$, с учетом (9) формула для расчета коэффициента циркуляции

K_L примет вид:

$$K_{\text{л}} = \frac{4q\Phi(\Phi^2 + 1)\text{Sin}\theta_3}{n_{\text{л}}} (\Phi^2 - 1)(\Phi^2 - 2\Phi\text{Cos}\theta_{0(n+2)} + 1) - \frac{4K_H\Phi\text{Cos}\theta_3}{n_{\text{л}}} (\Phi^2 + 2\Phi\text{Cos}\theta_3 + 1). \quad (10)$$

Таким образом, приведенные теоретические исследования позволяют в обобщенном виде представить характеристики потенциального обтекания широкого класса ЭР с радиальной решеткой профилей гладкой формы, установить их наиболее характерные особенности и закономерности, решить задачу аэродинамики ЭР с радиальной решеткой аналитических профилей гладкой формы.

С использованием предложенного метода разработан и запатентован энергетический регулятор блочно-модульной конструкции для газоотсасывающего вентилятора ВЦГ-7А, позволивший на 45 % увеличить глубину его экономичного регулирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамович Н. Г. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
2. Абрамович И. Г., Левин В. И. Уравнения математической физики. – М.: Наука, 1969. – 286 с.
3. Гостелову Д. Ж. Аэродинамика решеток турбомашин. – М: Мир, 1987. – 391 с.
4. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. – М: Наука, 1978. – 736 с.

УДК 622.44

АНАЛИЗ ИЗВЕСТНЫХ СПОСОБОВ ПРОВЕТРИВАНИЯ ГАЗООБИЛЬНЫХ УГОЛЬНЫХ ШАХТ И ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ

ЛЕОНТЬЕВ Е. В., МАКАРОВ В. Н.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Вентиляция, будучи вспомогательным технологическим процессом, обеспечивает безопасные санитарно-гигиенические условия шахт. Однако при этом она потребляет значительную часть электроэнергии от общей энергоемкости горного предприятия. В себестоимости угля доля затрат на вентиляцию может превышать 25 %.

При использовании классических схем – всасывающей или нагнетательной – шахтные вентиляторы не обеспечивают аэродинамическую изоляцию очистного забоя от выработанного пространства. А по давно известным данным до 80 % газового баланса очистной выработки обусловлено именно газовыделением из этого пространства.

Для обеспечения аэрогазодинамической изоляции очистной выработки от выработанного пространства целесообразно применять комбинированную вентиляционную систему. Вентиляторный комплекс комбинированного проветривания (ВККП) включает в себя вентиляторную установку главного проветривания (ВУГП) и газоотсасывающую вентиляторную установку (ГВУ).

Система комбинированной вентиляции обеспечивает снижение газообильности и предотвращение образования газоопасных зон в действующих выработках на основе управления метановоздушными потоками с допустимым содержанием метана на выемочных полях и метановыделением из выработанного пространства за счет изолированного отвода высококонцентрированной метановоздушной смеси совместным применением общешахтной и газоотводящей депрессии, создаваемых ВУГП и газоотсасывающими вентиляторными установками соответственно.

Существуют два способа отвода метановоздушной смеси: прямоточный и возвратноточный.

При прямоточном отводе метан, выделяющийся из разрабатываемого пласта в очистную выработку, удаляется вентиляционной струей по системе действующих выработок, а метан, выделяющийся в выработанное пространство, отводится через аэрогазодинамически активные зоны

обрушенных пород кровли в газоотводящие выработки. При этом входящий на выемочный участок воздух разделяется на два потока*.

При возвратноточном отводе метановоздушной смеси свежий воздух в очистную выработку подают по одной из подготовительных выработок, оконтуривающих выемочный столб. Выдают исходящую струю из забоя лавы по действующим выработкам по возвратноточной схеме за счет общешахтной депрессии. При этом отвод отработанной струи в полном объеме из призабойного пространства межлавного целика и метановоздушную смесь из действующего выработанного пространства производят по аэрогазодинамически активному выработанному пространству смежной отработанной лавы за счет газоотводящей депрессии.

Согласно принятому подходу, ВККП представляет собой ВГП и ВЦГ с присоединенными к ним входными и выходными элементами, подводным каналом, диффузором, вспомогательными устройствами для переключения и реверсирования воздушной струи. В состав ВККП включаются также электроприводы, аппаратура контроля и дистанционного управления, глушитель шума и средства взрывозащиты.

Такая особенность сложной системы, как наличие большого количества вышеуказанных разнородных элементов, объединенных в систему для достижения единой цели, согласуется с особенностью ВККП. Так же, как и любую сложную систему, специфику ВККП можно расчленить на конечное число подсистем, а каждую подсистему, в свою очередь, на конечное число более простых подсистем и т. д., до тех пор, пока мы не получим элементы системы, то есть объекты, которые в условиях данной задачи не подлежат расчленению на части. Например, рабочее колесо вентилятора или горная выработка. Элементы ВККП функционируют во взаимодействии друг с другом. Например, рабочее колесо вентилятора взаимодействует с воздушным потоком, ГВУ взаимодействует с ВУГП посредством многосвязной комбинированной вентиляционной системы. Специфика ВККП определяется не только свойствами отдельных элементов, но и характером их взаимодействия между собой. Например, экономичность вентиляторных установок зависит от характера взаимодействия регулятора подачи ВУГП и ГВУ с воздушным потоком, а также от характера силового взаимодействия лопаток рабочего колеса с воздушным потоком, имеющим различные структуры. Таким образом, становится очевидной правомерность представления структуры ГВУ и ВУГП как сложной системы.

Анализ функционирования аэрогазодинамической системы, включающей ВККП и многосвязную комбинированную вентиляционную систему, позволяет определить основные критерии эффективности вентиляторов в составе ВККП. Учитывая основное назначение ВККП, в качестве системных критериев оценки их эффективности принимают следующие показатели.

Адаптивность – способность изменять режимы работы для обеспечения требуемых параметров комбинированной вентиляционной системы. Критерий адаптивности ВККП характеризуется тремя показателями:

A_a – коэффициент активной адаптивности, характеризующий способность с минимальными энергозатратами обеспечивать переменные вентиляционные режимы;

A_n – коэффициент пассивной адаптивности, характеризующий стабильность режима аэрогазодинамической изоляции очистной выработки от выработанного пространства в условиях колебаний параметров комбинированной многосвязной вентиляционной системы, обусловленных геотехническими факторами;

* Бабак Г. А., Макаров В. Н. Регулирование центробежных вентиляторов энергетическим направляющим аппаратом. – Тезисы докладов на Республиканской конференции «Проблемы совершенствования пылегазового режима на угольных шахтах». – Макеевка – Донбасс, 1988. – С. 53.

$$A_n = \frac{\int_{q_{\min}}^{q_{\max}} \frac{dH_{\text{ст}}}{dq} dq}{\int_{q_{\min}}^{q_{\max}} dq},$$

где $H_{\text{ст}}$ – коэффициент статического давления вентилятора; q – коэффициент расхода вентилятора; $\eta_{\text{ст}}$ – статический КПД вентилятора.

По данным экспериментальных исследований $q_{\max} / q_{\min} = 4$.

A_k – коэффициент корреляционной адаптивности, характеризует степень согласованности аэродинамических характеристик ВУГП и ГВУ в составе ВККП с параметрами общешахтной и газоотводящей сетей;

$$A_k = F_{\text{Э ВУГП}} / F_{\text{Э ГВУ}},$$

где $F_{\text{Э ГВУ}}$, $F_{\text{Э ВУГП}}$ – эквивалентные отверстия газоотводящей и общешахтной вентиляционных сетей.

Аэродинамическая нагруженность вентилятора H_n , характеризует интегральную гидравлическую напорность вентилятора:

$$H_n = \int_{q_{\min}}^{q_{\max}} H_{\text{ст}} dq.$$

Критерий аэродинамической устойчивости вентилятора H_y , характеризует способность ГВУ комбинированного проветривания в составе ВККП сохранять режим аэрогазодинамической изоляции очистной выработки от выработанного пространства при существенном колебании величины эквивалентного отверстия газоотводящей вентиляционной сети

$$H_y = H_{\Gamma} * q_n / H_n \cdot q_{\Gamma},$$

где H_{Γ} , H_n – коэффициенты давления на границе устойчивости и номинальном режиме соответственно; q_{Γ} , q_n – коэффициенты расхода на границе устойчивости и номинальном режиме соответственно.

Проведенные экспериментальные исследования и расчеты показали, что вышеуказанные критерии в достаточной степени характеризуют фактическую экономическую эффективность газоотсасывающих вентиляторов. Корреляционное отношение эксплуатационного КПД газоотсасывающего вентилятора с вышеуказанными критериями адаптивности равно 0,87, что подтверждает достоверность использования данных критериев при проектировании газоотсасывающих вентиляторов.

Таким образом, учет вышеуказанных критериев аэродинамической нагруженности пассивной и активной адаптивностей и коэффициента распределения воздуха, обеспечивающего аэрогазодинамическую изоляцию очистной выработки от выработанного пространства позволяет еще на этапе проектирования запланировать достаточную функциональную и экономическую эффективность газоотсасывающих вентиляторов.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

МИНЯЕВ Ю. Н., ДЖУРАЕВ Р. У.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Компрессоры – важнейшее энергетическое оборудование, применяемое в технологических процессах горной, химической, нефтеперерабатывающей, газовой, металлургической, пищевой промышленности и ряде других отраслей.

В горной промышленности наряду с электрической энергией широко используется пневматическая энергия, или энергия сжатого воздуха. Сжатый воздух является одним из основных видов энергии на шахтах и рудниках для приведения в действие бурильных, буросбоечных, добычных, проходческих и погрузочных машин, вентиляторов местного проветривания, насосов, а также в эрлифтных установках при откачке воды и пульпы. Такое широкое применение пневматической энергии обусловлено высокой степенью безопасности пневматического оборудования, что особенно важно для шахт, опасных по газу или пыли, где применение электрической энергии при подземной разработке ископаемых является опасным при внезапных выбросах угля и газа.

Но вместе с тем пневматическая энергия имеет ряд серьезных недостатков. И прежде всего – это высокая стоимость по сравнению с электрической энергией, что объясняется большим потреблением электрической энергии компрессорами при производстве сжатого воздуха.

Одним из основных узлов, связанных с существенным потреблением подводимой к коленчатому валу компрессора энергии, является клапан. Клапан (от нем. *Klappe*) – крышка, заслонка, деталь или устройство, служащее для управления потоком газа жидкости в машинах путем изменения проходного сечения. Клапаны поршневых компрессоров – это узлы, сообщающие или разобщающие полость цилиндра с полостями всасывания и нагнетания. В современных поршневых компрессорах затраты мощности на преодоление сопротивлений клапанов составляют около 10 % от номинальной. В ряде случаев, в частности, в передвижных и специальных (высокого давления) компрессорах, эти затраты достигают 20-30 % от общей мощности. Проблема совершенствования воздухораспределительных органов поршневых компрессоров представляет собой важную научно-практическую задачу, актуальность которой не уменьшается, поскольку энергоэффективный путь хозяйствования в условиях рыночных отношений не имеет альтернативы.

Существующие клапаны поршневых компрессоров не в полной мере отвечают требованиям, предъявляемым к ним горной промышленностью. Следовательно, разработка конструкций энергосберегающих клапанов, повышающих эффективность и надежность поршневых компрессоров, является актуальной задачей.

В современных поршневых компрессорах, в подавляющем большинстве случаев, применяют самодействующие клапаны, т. е. клапаны, закон движения запорного органа которых определяется изменяющейся разностью давления.

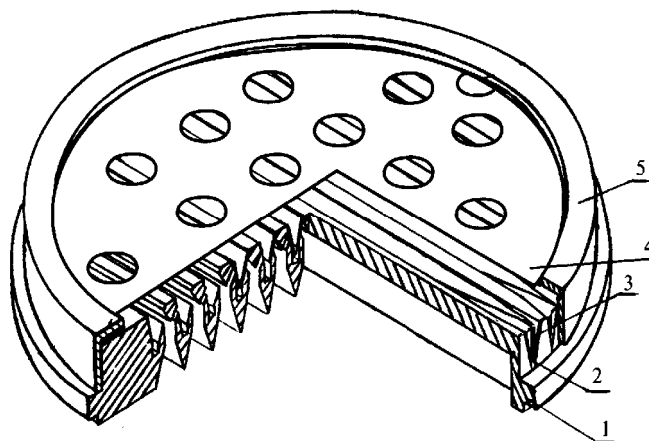
На сегодняшний день имеются разные виды самодействующих клапанов – это дисковые, кольцевые, тарельчатые, полосовые и прямоточные. Наиболее прогрессивными из них являются прямоточные клапаны, которые получили широкое распространение на поршневых компрессорах общего назначения. Типичным представителем прямоточных клапанов является клапан типа ПИК. В настоящее время большинство компрессоров общего назначения оборудованы этими клапанами.

Клапаны ПИК обладают рядом значительных преимуществ: небольшая масса подвижных частей, более развитое проходное сечение по сравнению с кольцевыми и дисковыми клапанами, низкие газодинамические сопротивления. Но этот клапан обладает серьезными недостатками: сложность конструкции клапана и как следствие – низкая ремонтопригодность. В условиях компрессорных станций горных предприятий ремонт клапанов ПИК практически не производится. Жесткое крепление пластины клапана с его седлом приводит к тому, что на защемленную пластину в процессе работы постоянно действует знакопеременный изгибающий момент. При длительном воздействии этого момента в месте изгиба концентрируются напряжения усталости, которые приводят к разрушению пластины клапана. Такой конструктивный недостаток приводит к снижению

наработки клапана на отказ. Крупным недостатком клапана ПИК является отсутствие возможности регулирования производительности компрессора отжимом пластин всасывающего клапана.

Начиная с 1955 года, в Свердловском горном институте (СГИ, ныне УГГУ) ведутся работы по совершенствованию воздухораспределительных органов поршневых компрессоров. Создано несколько оригинальных конструкций клапанов, защищенных авторскими свидетельствами.

Наиболее удачной является конструкция, показанная на рисунки. Прямоточный клапан СГИ состоит из седла с каналами для прохода газа, в которых установлены комплекты из двух пластин и двух пружин. Пластины и пружины удерживаются в пазах кольцом и ограничителем. При работе клапана пластина совершает сложное движение, при котором ее края скользят по поверхности кольца. Отличительной особенностью клапана данной конструкции является отсутствие жесткого крепления пластин с пружинами и седлом клапана.



Прямоточный клапан СГИ:

1 – седло; 2 – клапанная пластина; 3 – клапанная пружина; 4 – кольцо; 5 – ограничитель

Это конструктивное преимущество приводит к тому, что на пластину в процессе работы не действует изгибающий момент, что, в свою очередь, обуславливает значительное увеличение надежности и долговечности клапана.

Высокая герметичность клапана достигается за счет автоматической притирки пластин к седлу в процессе работе.

Преимуществами клапана СГИ являются простота его конструкции и высокая ремонтпригодность. Кроме того, многолетний опыт эксплуатации клапанов выявил еще одно преимущество, играющее роль при эксплуатации клапанов в условиях производства: на уплотнительных кромках и на пластинах клапана не образуется нагар. Клапан СГИ имеет малую массу подвижных частей, малые газодинамические сопротивления и большое проходное сечение.

В результате анализа работы приведенных клапанов можно выделить основные тенденции совершенствования воздухораспределительных органов: снижение газодинамических сопротивлений за счет придания каналам и замыкающим элементам клапана более совершенных форм, а также за счет увеличения проходного сечения клапана, снижение ударных нагрузок на замыкающий элемент клапана, упрощение конструкции клапана и повышение его ремонтпригодности, исключение изгиба замыкающего элемента при работе клапана.

В настоящее время на компрессорных станциях горных предприятий эксплуатируются, в основном, три типа клапанов: кольцевые, прямоточные ПИК и прямоточные СГИ.

Результаты сравнительных испытаний трех типов клапанов показали, что клапан СГИ позволяет повысить производительность компрессора на 2 %, по сравнению с клапанами ПИК, и на 10 % – по сравнению с кольцевыми клапанами. Клапан СГИ позволяет снизить удельный расход электроэнергии на 1,5-2 %, по сравнению с клапанами ПИК, и на 8-9 % – по сравнению с кольцевыми клапанами. Клапаны СГИ более надежны в эксплуатации, имеют простую конструкцию, позволяющую производить их быструю разборку и сборку в условиях компрессорной станции без специальных приспособлений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Миняев Ю. Н. Энергосбережение при производстве и распределении сжатого воздуха на промышленных предприятиях. – Екатеринбург: 2002
2. Назаренко У. П., Межеричкий Н. А. Эксплуатация и повышение экономичности воздушных компрессорных установок. – М.: Энергия, 1977.
3. Самодействующие клапаны воздушных и газовых поршневых компрессоров / Новиков И. М., Губарев Г. В. и др. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1977.
4. Разработка конструкции прямооточных клапанов СГИ, их изготовление и внедрение на шахтах Минуглепрома Украины: отчет по НИР / Свердловский горный институт. № ГР 76077087. Свердловск, 1979.

УДК 622

ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКАЯ ВОДОПОДГОТОВКА СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

МИНЯЕВ Ю. Н., ЗЛОБИН Е. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В компрессорной станции шахты «Ново-Кальинская» ОАО «Севуралбокситруда» установлены и работают попеременно 6 компрессоров типа 4ВМ-100/9. Вода используется для охлаждения компрессоров.

Отмечалось наличие отложения солей накипи в теплообменных трубках компрессоров. Свободный проход в трубках компрессоров из-за забивки солями снижался до 5 мм, в результате чего происходило недоохлаждение сжатого воздуха. Для очистки компрессоров применялась механическая очистка с разборкой и последующим монтажом промежуточных холодильников.

В феврале 2007 года на компрессорной станции был внедрен антинакипной электрохимический аппарат АЭА-Т-350, разработанный ОАО «Азов».

Электрический аппарат представляет собой емкость, внутри которой расположена электродная кассета с чередующимися нерастворимыми катодами и анодами, между которыми проходит практически весь поток обрабатываемой воды.

В электрохимическом аппарате вода проходит между разно-заряженными электродами, и уже только за счет электрического поля образуются центры кристаллизации в среде, происходит подщелачивание воды.

Вода, поступающая после аппарата в теплообменные трубки, содержит множество центров кристаллизации, благодаря чему в пересыщенной за счет повышенной температуры среде выпадение накипеобразующих солей протекает в объеме жидкости, а не на теплопередающей поверхности.

Обратная сетевая вода проходит через аппарат, и все потенциально опасные частицы накипеобразующих солей полностью улавливаются на отрицательно заряженных катодных пластинах, так как все частицы накипеобразующих солей несут положительный заряд, величина которого зависит от размера частицы.

Таким образом, антинакипной электрохимический аппарат, с одной стороны, генерирует в сетевую воду микрокристаллы карбоната кальция, что позволяет инициировать выпадение солей накипи не на теплопередающих поверхностях, а в объеме жидкости, с другой стороны, осуществляет количественное улавливание потенциально опасных укрупненных частиц накипи на отрицательно заряженном электроде.

После двух месяцев эксплуатации установка останавливалась на чистку и вновь запускалась в работу.

В сентябре 2007 года после восьми месяцев эксплуатации проведена вторая чистка и анализ работы компрессорной, на основании которого можно отметить следующее:

1. За анализируемый период компрессорная станция проработала без аварийных остановок.
2. При вскрытии промежуточных холодильников компрессора № 4, в котором используется сетевая вода, прошедшая обработку в АЭА-Т-350, отмечено наличие тонкого слоя гелеобразных отложений.

3. При вскрытии аппарата АЭА-Т-350 отмечено наличие накипеобразующих отложений на катодах. Отложения располагаются равномерно по всем поверхностям катодных пластин, толщиной от 10 до 25 мм, имеют рыхлую структуру белого цвета, легко удаляются с поверхности. За одну чистку с одного аппарата выгружено примерно 120-150 кг солей.

4. Неполадок конструктивных элементов при вскрытии аппаратов не обнаружено

Выводы и рекомендации:

1. Антинакипной электрохимический аппарат АЭА-Т-350, при условии соблюдения режима эксплуатации в соответствии с инструкцией по работе аппарата, обеспечивает регламентированный улов солей жесткости.

2. Аппарат позволил увеличить срок безостановочной и безаварийной работы компрессоров.

3. Аппарат позволил снизить эксплуатационные затраты на чистку и ремонт холодильного оборудования компрессорной.

4. Рекомендуется чаще проводить чистки катодных пластин.

5. Возможна установка более мощного источника тока для аппарата АЭА-Т-350.

6. Рекомендуется периодически производить замер толщины старых отложений накипи и отбор образца.

7. Для повышения эффективности работы аппарата АЭА-Т-350 рекомендуется использовать композитные электроды.

УДК 622.242

ВЗАИМОСВЯЗИ КОНСТРУКТИВНОГО ВЫПОЛНЕНИЯ ПОРОДОРАЗРУШАЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА С ПОКАЗАТЕЛЯМИ ПРОЦЕССА УДАРНОГО РАЗРУШЕНИЯ ПОРОДЫ

ПРОКОПОВИЧ Г. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Показатели процесса бурения определяются как физико-механическими свойствами горной породы, так и способом разрушения породы, параметрами инструмента и режимом бурения. В наибольшей степени влияние основных факторов проявляется при ударном бурении, что обусловливается зависимостью динамических свойств элементов ударной системы (рис. 1) от их геометрических параметров, формы и размеров контактных поверхностей, соударяющихся элементов, плотности контакта и др. условий.

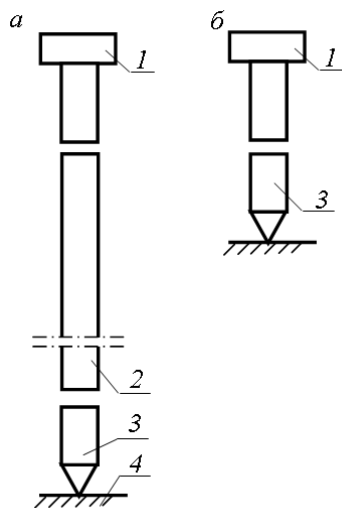


Рис. 1. Схемы ударных систем при выносном (а) и погружном (б) ударах:

1 – ударник; 2 – буровой став; 3 – инструмент; 4 – порода

К основным характеристикам динамических свойств относятся динамический модуль упругости $E_{дин}$ и ударная жесткость C [1]

$$E_{дин} = a^2 \cdot \rho,$$

$$C = a\rho S,$$

где a – скорость распространения волны деформации; ρ – плотность элемента; S – площадь поперечного сечения элемента.

Динамический модуль упругости характеризует прочность элемента при ударном воздействии. Ударная жесткость определяет способность элемента передавать волну деформации: при равенстве ударных жесткостей элементов КПД передачи энергии удара равен единице.

Наибольшие потери энергии удара происходят при соударении инструмента с породой ввиду значительной разницы их ударных жесткостей.

В общем виде КПД передачи энергии от инструмента к породе равен отношению разницы работ мгновенной силы F ударного импульса, действующего на инструмент, и мгновенной

силы $F_{отр}$ отраженного импульса (от породы) к работе мгновенной силы F ударного импульса, действующего на инструмент.

Величина силы отраженного импульса равна

$$F_{отр} = F(C_{п} - C_{ин}) / (C_{ин} + C_{п}),$$

где $C_{ин}$ и $C_{п}$ – ударные жесткости инструмента и породы.

Ударные жесткости инструмента (с лезвийным и штыревым вооружением) и породы составят (рис. 2)

$$C_{ин} = a_{ин} \rho_{ин} S_{ин},$$

$$C_{п} = a_{п} \rho_{п} S_{к},$$

где $S_{ин}$ – площадь контакта ударника с инструментом; $S_{к}$ – площадь контакта инструмента с породой.

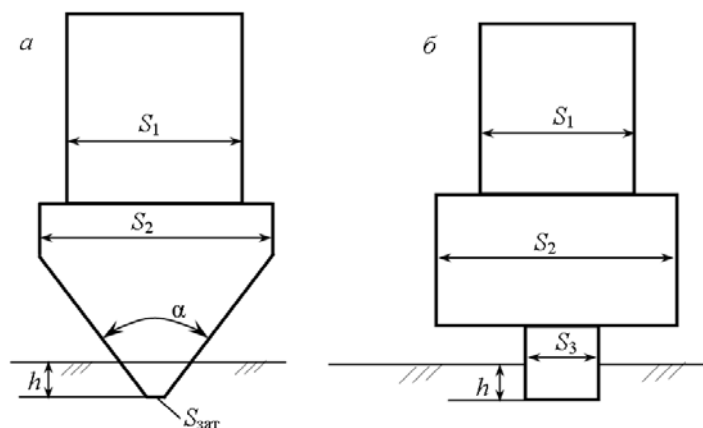


Рис. 2. Схемы инструментов:

а – с клиновидной формой лезвия; *б* – с цилиндрическими вставками; S_1 , S_2 , S_3 – поперечные сечения инструмента и наконечника; $S_{зат}$ – площадка затупления; h – глубина внедрения инструмента; α – угол заострения лезвия

Таким образом, ударные жесткости инструмента и породы зависят от вида вооружения: при лезвийном вооружении значения ударных жесткостей пропорциональны глубине внедрения инструмента, при штыревом – постоянны по величине.

Характер изменения силы сопротивления породы внедрению инструмента и, соответственно, рациональная форма ударного импульса, действующего на инструмент, также зависит от вида вооружения: при лезвийном вооружении сила сопротивления пропорциональна глубине внедрения, при штыревом – постоянна по величине.

Современные ударные механизмы ($A_{уд} > 1$ кДж) генерируют ударные импульсы прямоугольной формы (с постоянной амплитудой). В этом случае целесообразно применять инструмент со штыревым вооружением.

Для создания импульсов треугольной формы необходимо применять ударники в виде усеченного конуса [3].

Геометрические параметры инструмента оказывают большое влияние на характер разрушения породы. При остром инструменте лунка выкола имеет наибольший объем, но глубина распространения трещин мала. Тупое долото образует незначительную лунку выкола, но глубокую трещину. Таким образом, изменяя геометрию инструмента, можно управлять распределением энергии между зонами разрушения породы – зоной разрушения в виде уплотненного ядра под инструментом и зоной предразрушения, в которой порода разбита сеткой трещин.

Выводы. При бурении скважин целесообразно применять инструмент со штыревым вооружением, обеспечивающим полное использование энергии удара и наибольшие размеры зон разрушения. При бурении шпуров следует применять инструмент с лезвийным вооружением (особенно при бурении вязких пород).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Спивак А. И., Попов А. Н. Механика горных пород. – М.: Недра, 1975. – 200 с.
2. Иванов К. И. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. – М.: Недра, 1974. – 408 с.
3. Бойков В. В. Влияние формы и размеров ударника перфоратора на основные параметры процесса бурения шпуров // Горное оборудование и электромеханика. – № 4. – 2005. – С. 2-5.

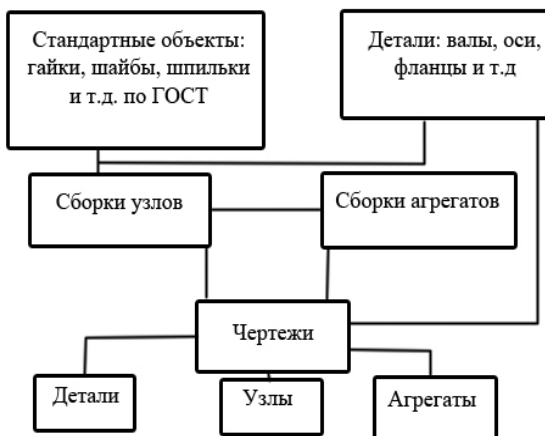
УДК 642.242

РАЗРАБОТКА САПР МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

ХОРОШАВИН С. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В настоящее время при создании горных машин начинают широко применяться пакеты трехмерного моделирования*. Они обеспечивают создание проекта, позволяют проводить расчеты напряженно-деформированного состояния, готовить программы для станков ЧПУ. К таким пакетам относится применяемый на многих предприятиях *SolidWorks*.



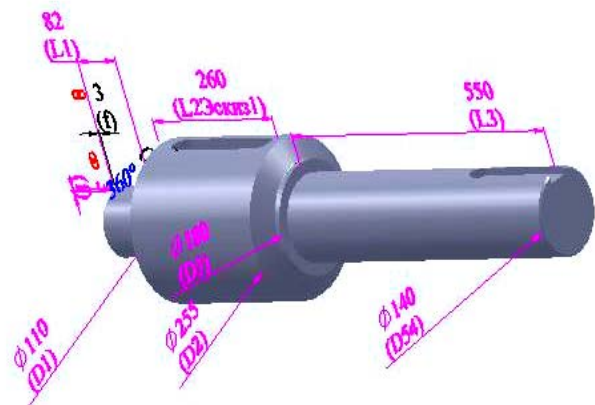
SolidWorks позволяет создавать трехмерные модели деталей, из деталей формируются сборки, а из них автоматически формируются рабочие чертежи и чертежи сборочных единиц. На базе *SolidWorks* можно разрабатывать системы автоматизированного проектирования (САПР) горных машин. При выполнении магистерской диссертации создается подсистема САПР проектирования редукторов. Подсистема разрабатывается поэтапно (рис. 1).

Рис. 1. Блок-схема САПР

На первом этапе создаются проекты. Рассмотрим алгоритм автоматизации моделирования твердых тел на примере построения выходного вала редуктора. Первым шагом автоматизации является создание «эскиза» модели вала в 3D – изображается профиль вала (рис. 2). После этого размерам присваиваются имена, которые будут использоваться в таблице параметров (рис. 3).

Рис. 2. Форма вала с размерами

В таблице параметров (рис. 3) задаются требуемые параметры (выходной момент на валу, стопорный момент двигателя, параметры передачи, свойства материала и т. д.), а затем расчетами на прочность и выносливость определяются геометрические размеры вала.



* Шестаков В. С. Основы компьютерного конструирования: учебное пособие. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009. – 220 с.

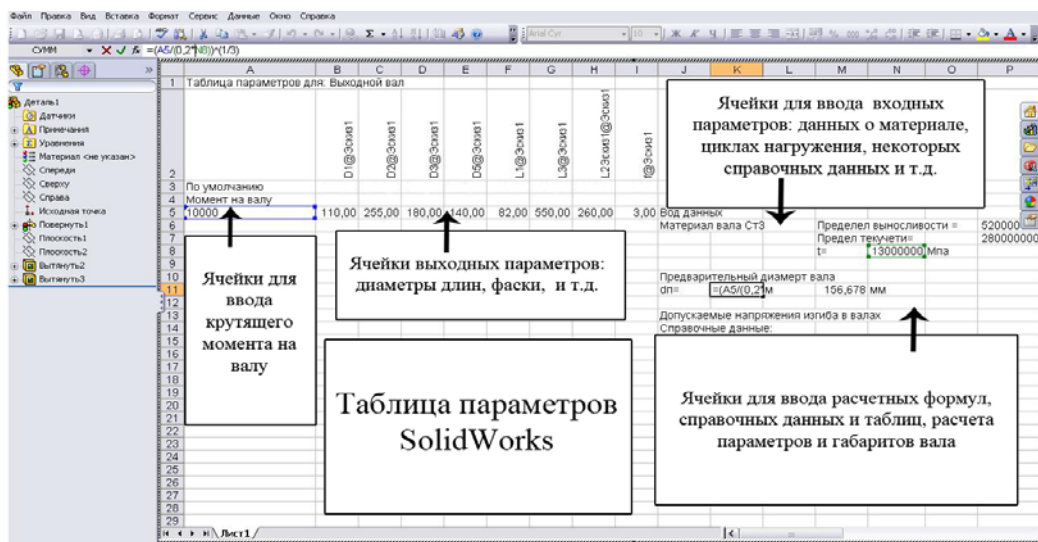


Рис. 3. Вид таблицы параметров

Стандартные размеры элементов (глубина канавок, радиусы скругления, фаски) определяются при помощи логической команды «Если».

Рис. 4. Вал-шестерня и вал в сборе

По завершению работы с таблицей все расчетные параметры сразу же реализуются в проекте вала, а также во всех сборочных единицах, в которые входит вал, во всех рабочих и сборочных чертежах. Результат создания вала и сборки вала показаны на рис. 4.



УДК 622.271

НОВЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ГОРНЫХ МАШИН

СУРОВ С. Ю., СУСЛОВ Н. М.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В настоящее время не только в горном машиностроении, но и в машиностроении в целом, практически невозможно представить такой вид техники и оборудования, где не использовались бы гидроцилиндры. Они находят широкое применение в такой технике, как экскаваторы, погрузчики, бульдозеры, скреперы, буровые станки, горно-шахтное оборудование, автотранспорт, сельхозмашины, станочное оборудование и др.

Наиболее близким аналогом к заявляемой полезной модели по совокупности признаков является гидроцилиндр, включающий корпус, шток, поршень с направляющими втулками и уплотнением в виде поршневых колец, установленных в канавках, при этом канавки расположены в дополнительной втулке, а под поршневые кольца установлены резиновые манжеты.

Недостатком известных гидроцилиндров являются повышенный расход цветного металла вследствие большой толщины направляющих втулок, непригодность к ремонту вследствие неразборности соединения направляющих и дополнительной втулки, большая масса поршня в гидроцилиндре двойного действия.

Заявленная полезная модель решает задачу снижения металлоемкости, повышения ремонтнопригодности и герметичности гидроцилиндра.

Для решения поставленной задачи заявляемая полезная модель содержит следующие существенные признаки, отличительные от наиболее близкого аналога: направляющие втулки установлены на концах поршня, наружный диаметр их больше диаметра поршня, в поршне выполнено отверстие, соединяющее канавки под поршневые кольца с поршневой и штоковой полостями гидроцилиндра, в отверстии установлен золотник, соединяющий канавки с полостью высокого давления гидроцилиндра, а на концах отверстия установлены ограничители в виде пробок с отверстиями.

В отличие от прототипа заявляемая полезная модель позволяет за счет выполнения канавок под уплотнительные поршневые кольца не на направляющих втулках, а в целом поршне, и выполнение в поршне продольного отверстия, соединяющего канавки с поршневой и штоковой полостями гидроцилиндра, уменьшить геометрические размеры и массу дорогостоящих направляющих втулок, снизить расход цветного металла, уменьшить массу поршня гидроцилиндра и гидроцилиндра в целом.

Высокая герметичность заявляемой полезной модели обеспечивается поршневыми кольцами, которые через резиновые манжеты прижимаются жидкостью к внутренней поверхности корпуса гидроцилиндра. За счет таких уплотнений уменьшаются утечки рабочей жидкости в зазоре между поршнем и цилиндром, что приводит к увеличению объемного, а значит и общего, КПД, повышению работоспособности, надежности и экономичности гидропривода.

Сущность заявленной полезной модели поясняется чертежом. На рисунке приведена схема гидроцилиндра.

Гидроцилиндр содержит корпус 1, шток 2, поршень 3, направляющие втулки 4, наружный диаметр которых больше диаметра поршня 3. В средней части поршня 3 выполнены канавки 5, в которых установлены поршневые кольца 6 и манжета 7.

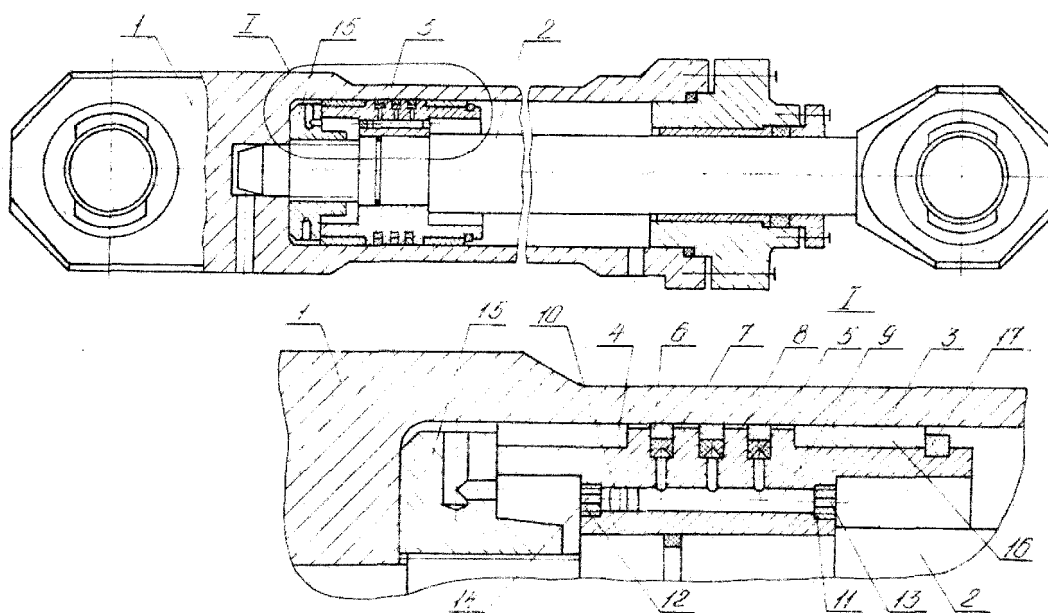


Схема гидроцилиндра:

1 – корпус; 2 – шток; 3 – поршень; 4 – направляющие втулки; 5 – канавки; 6 – поршневые кольца; 7 – резиновые манжеты; 10 – золотник; 11, 12 – пробка; 13 – отверстие в штоковую полость; 14 – отверстие в поршневую полость; 15 – гайка; 16 – направляющая втулка; 17 – стопорное кольцо

Между боковыми поверхностями поршневых колец 6, наружной поверхностью поршня 3 и рабочей поверхностью корпуса 1 образуются канавки 8. В поршне 3 выполнено отверстие 9, соединяющее канавки 5 с поршневой и штоковой полостями гидроцилиндра. В отверстие 9 помещен

золотник 10, а на концах отверстия 9 установлены ограничители в виде пробок 11, 12 с отверстиями 13, 14. Поршень 3 посажен на шток 2 и закреплен гайкой 15, которая одновременно фиксирует направляющую втулку 4. Вторая направляющая втулка 16 зафиксирована на поршне 3 стопорным кольцом 17.

Гидроцилиндр работает следующим образом. При подаче жидкости, например, в поршневую полость золотник 10 давлением жидкости переместится к штоковой полости гидроцилиндра до пробки 11 в крайнее правое положение, канавки 5 соединятся с поршневой полостью. Поршневые кольца 6 через резиновые манжеты 7 прижимаются жидкостью к внутренней поверхности корпуса гидроцилиндра, обеспечивая высокую герметичность между поршнем и корпусом. При движении золотника 10 жидкость, находящаяся в отверстии 9 между золотником 10 и пробкой 11, вытесняется через отверстие 13 в штоковую полость гидроцилиндра (полость низкого давления).

При подаче жидкости в штоковую полость золотник 10 давлением жидкости переместится к поршневой полости до пробки 12 в крайнее левое положение, канавки 5 соединятся со штоковой полостью высокого давления. Поршневые кольца 6 через резиновые манжеты 7 прижимаются давлением жидкости к внутренней поверхности корпуса. При движении золотника 10 влево жидкость, находящаяся в отверстии 9, вытесняется через отверстие 14 в поршневую полость низкого давления.

Выполнение канавок под уплотнительные поршневые кольца в самом поршне и выполнение в поршне продольного отверстия, соединяющего канавки с поршневой и штоковой полостями гидроцилиндра, позволяет уменьшить геометрические размеры и массу выполненных из дорогостоящего антифрикционного материала направляющих втулок, снизить расход цветного металла, уменьшить массу поршня и гидроцилиндра в целом.

УДК 625.745

АНАЛИЗ ОПОРНЫХ ЧАСТЕЙ РЕКЛАМНЫХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ

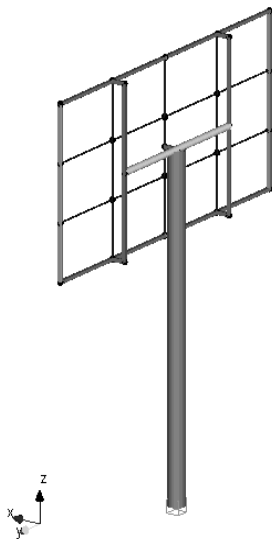
ЕПАНЧИНЦЕВА А. А., ХАЗЕЕВА К. О., САВИНОВА Н. В.
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Каждый человек ежедневно сталкивается с рекламной продукцией. Выходя на улицу, мы повсеместно видим билборды, что в прямом переводе на русский язык звучит как «доска объявлений», а еще проще – рекламный щит. В нашем городе рекламные щиты как специальные конструкции появились в начале 90-х годов. Наиболее распространенным форматом является рекламный щит 3×6 м.

Щиты можно классифицировать по различным признакам:

- по количеству сторон, несущих полезную информацию, бывают одно-, двух-, трехсторонние, и даже четырехсторонние;
- по взаимному положению сторон возможны плоские, *V*-образные и треугольные конструкции;
- по конструкции щиты могут быть разборными – «трансформеры» и неразборные.

Основа рекламного щита представляет металлоконструкцию, установленную на фундаменте, чаще на железобетонном и иногда на металлическом. Металлоконструкция состоит из рамы – рекламного поля, закрепленного на стойке высотой от 4 до 7 м. Положение стойки относительно рамы зависит от места установки щита. Рама и стойка изготавливаются из различного проката (полос, уголков, различных по форме труб), соединенного между собой сваркой. Наполнение рекламного поля выполняется из фанеры или тонколистового металла, встречаются щиты и без наполнения, тогда рекламная информация не приклеивается, а растягивается в рекламном поле через люверсы в полотне. Металлоконструкции обязательно защищаются покрытием от воздействия окружающей среды.



Целью представляемой работы было выявление нагруженности щитов различных производителей; оценка конструкций рам и стоек, на предмет оценки их металлоемкости. Напряженно-деформированное состояние конструкций получалось путем расчета математических моделей в программе инженерного анализа APM *WinMachine**. Расчетная модель щита состоит из модели формы, то есть геометрического представления в программе объекта; модели нагружения – перечня действующих нагрузок, приложенных к объекту; модели закрепления – фиксации объекта в пространстве; модели материала – описанию физико-механических свойств материалов.

Модели формы создавались по размерам обмеров исследуемых объектов (рис. 1).

Рис. 1. Вариант расчетной металлоконструкции

Исследовались плоские односторонние и двухсторонние щиты. При выявлении влияния поперечного сечения стойки рассматривались следующие варианты конструкции:

- одна стойка (поперечные сечения: труба, квадратная труба, прямоугольная труба);
- две стойки (поперечные сечения: труба, квадратная труба, прямоугольная труба);
- три стойки (поперечные сечения: труба, квадратная труба);
- четыре стойки (поперечные сечения: труба, квадратная труба).

Модель нагружения состояла из следующих силовых факторов:

– сила тяжести щита – учитывается программой автоматически, при выполнении соответствующих указаний; она была увеличена на 10 % для учета элементов, не входящих в расчетную модель (соединения, антикоррозионные покрытия и т. д.);

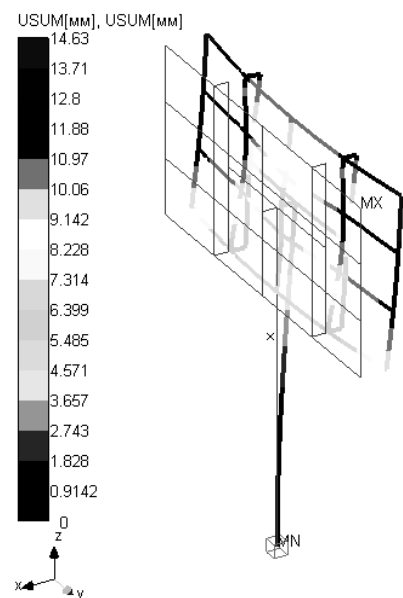
– ветровая нагрузка – задавалась для нашего ветрового региона, с учетом городской местности 4С; направление ветра выбиралось перпендикулярно поверхности щита, как наиболее неблагоприятное.

Точке крепления стойки к фундаменту задавался вид опоры – заделка, то есть она лишалась всех степеней свободы. Материалом исследуемых объектов считалась Ст3 как наиболее часто используемая в подобных конструкциях, дешевая и обладающая хорошей свариваемостью. Материалом заполнения принята фанера толщиной 10 мм.

Рис. 2. Перемещения в конструкции от действия ветровой нагрузки

Результаты расчета оценивались по выбранным критериям работоспособности: прочность и жесткость. Исследования показали, что главным критерием должна являться жесткость. Прочность всех современных конструкций не вызывает сомнения, напряжения в конструкции от действующих нагрузок не превышало 60 МПа, то есть имеется запас прочности по текучести более 4. Жесткость оценивалась величиной перемещений (рис. 2), допустимые перемещения принимались в размере 1-2 % от габаритной высоты конструкции.

Исследования позволяют сделать следующие выводы:



* Замрий А. А. Проектирование и расчет методом конечных элементов в среде APM *Structure3D*. – М.: Изд-во АПМ, 2010. – 376 с.

1. С точки зрения требований по жесткости, наилучшая форма щита – плоская двухсторонняя, в этом случае величины перемещений одинаковы при противоположном направлении ветра.
2. Лучшая опорная часть щита представляет собой одну стойку трубчатого сечения. В этом случае конструкция при всех равных характеристиках имеет меньшую массу, перемещения, вызванные ветром, также наименьшие.
3. При выборе для стойки поперечного сечения в виде прямоугольной трубы необходимо располагать ее так, чтобы широкая часть трубы была перпендикулярна рекламной плоскости.
4. Бóльшее количество стоек дает незначительное преимущество в жесткости, но делает конструкцию более металлоемкой.
5. Увеличение размеров между стойками (при двух-, трех-, четырехопорном вариантах) увеличивает размеры фундамента, не давая положительного эффекта в прочности и жесткости.

УДК 622.73/75

ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРЫ И ХИМИЧЕСКОГО СОСТАВА МАТЕРИАЛА НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА МЕЛЮЩИХ ТЕЛ

ПАНЬКОВ С. А., БОЯРСКИХ Г. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Наиболее ресурсозатратными в процессе переработки руды являются дробление и измельчение, от этих процессов существенно зависит эффективность работы предприятия. Экономическое значение этих операций определяется тем, что их доля составляет 60-80 % от общих затрат. Поэтому дальнейшее совершенствование этих процессов и оборудования, снижение энергоемкости процесса и повышение качества расходных материалов в существующей ситуации является актуальным.

Не маловажным фактором при измельчении материалов является рабочий инструмент барабанных мельниц – мелющие тела (шары, цельпесы, мильпесы), которые подвергаются интенсивному абразивному износу, активному воздействию коррозионной среды (при мокром помоле), многократно повторяющимся ударным нагрузкам. В связи с этим мелющие тела должны обладать высокой износостойкостью, коррозионной стойкостью и ударной вязкостью. Поэтому необходимо подобрать соответствующий химический состав при изготовлении мелющих тел.

При изготовлении мелющих тел, имеющих ограниченную долговечность, необходимо правильно выбрать материал, определить вид и режимы его упрочнения, чтобы увеличить срок эксплуатации мелющего тела.

После проведения патентного анализа [1, 2, 3] по химическому составу мелющих тел, было установлено, что помимо основных легирующих элементов (углерод, кремний, марганец, хром) в сплав добавляют дополнительные упрочнители (ванадий, медь, никель, вольфрам, титан, церий и прочие) для повышения твердости, ударостойкости, износостойкости и коррозионной стойкости.

Установлено [4], что основными упрочнителями являются одни химические элементы, а вспомогательными и вредными примесями – другие (табл. 1).

В свою очередь, экономически целесообразно использовать дешевые легирующие добавки (табл. 2), но при значительных технических характеристиках возможно использование более дорогих добавок.

Для качественной отливки сплава необходимо знать растворимость элементов в сплаве, для создания механических свойств по всему объему отливки. Предлагаемая методика позволяет уверенно разделять элементы на группы по их влиянию на механические свойства основы сплава.

Таблица 1

Легирующие элементы и вредные примеси

Основа сплава	Основные упрочнители	Вспомогательные упрочнители и пластификаторы	Депластификаторы (вредные примеси)	Сильные, но экономически нецелесообразные упрочнители
α -Fe (феррит)	Cr, Si, W, Mo, V, Ni, Mn, Cu	Ti, Zr, Pb, Bi, Tl, C	S, Cl, La, B, Cd, In, Nb, Sn, Sc, Te, Y, P, O, Ta, H, As, N, Sb	Co, Re, Be, Ga, Ge, Os, Ir

Примечание: жирным шрифтом показаны элементы, применяемые в существующих сплавах в качестве легирующих добавок или оговариваемые как вредные примеси.

Таблица 2

Действующие цены на химические элементы

Цена, руб./кг	Элементы	Количество элементов
<0,1	C, Cl, O, N, S	5
1-10	Fe, Si, Zn, Al, Pb, Mg, Cu, Ar, Na	9
10-100	F, Mn, Br, As, P, H, K, Sb, Ti, Cr, Ni, Ca, I	13
100-1000	Sn, W, Cd, Bi, Mo, Hg, Se, Te, Zr, Co, U, Ag, Ba, Sr, Li, V, Ce, He, Nb, La, B	21
1000-10000	Tl, Th, Nd, Cs, Be, Ta, In, Pr, Kr, Ga, Ne, Ge, Pd	13
10000-100000	Au, Xe, Re, Rb, Er, Sm, Dy, Ru, Y, Hf, Pt, Yb, Sc, Gd, Ho, Rh, Tb, Ir, Os	19
>100000	Eu, Lu, Tm, Pu, Tc, Rn, Po, At, Er, Ra, Ac, Pm, Pa, Np, Am, Cm, Bk, Cf, Es, Fm, Md, No, Lr, Ku	24

Следует отметить, что выбор состава сплава на основе легирующего комплекса должен производиться методом активного эксперимента на основе статистического металловедения. Принципы этого метода сводятся к следующему:

- в опытных плавках участвуют одновременно все компоненты, вошедшие в легирующий комплекс;
- концентрации компонентов, как правило, задаются на верхних или нижних пределах с заданной вероятностью содержания;
- запланированные составы сплавов должны быть выдержаны возможно более точно во всех плавках;
- на основании результатов опытов строится математическая модель сплава, представляющая собой систему уравнений, связывающих состав со свойствами;
- на основании анализа математической модели при помощи специальных методов определяется оптимальный состав сплава.

При создании стандарта представляет интерес оптимизация не отдельного сплава, а нескольких, образующих определенный ряд свойств.

Имеющийся опыт оптимизации сплавов на основе сталей и чугунов показывает, что даже для практически установившихся легирующих комплексов могут быть получены композиции, свойства которых существенно превосходят стандартные марки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Сталь для мелющих шаров*: пат. RU 2340699, ОАО «Новокузнецкий металлургический комбинат».
 2. *Сплав на основе системы железо-углерод для изготовления износостойких литых изделий и способ его получения*: пат. RU 2109837, ООО «Металлургические системы».
 3. *Чугун для мелющих тел*: пат. RU 2128238, ООО «Ассоциация металлургов и инвесторов».
 4. Основы образования литейных сплавов // Труды XIV совещания по теории литейных процессов. – М.: Наука, 1970. – С. 3.
- УДК 622.73/75

ИННОВАЦИОННЫЕ ПУТИ ОПТИМИЗАЦИИ И ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

БОЯРСКИХ Г. А., ЧЕПЧУГОВ Е. А., ЧУРКИН В. А.
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Мир не стоит на месте, он стремится к прогрессу, совершенствует существующие методики и технологии, то есть, по сути, занимается интенсификацией жизни. Применительно к измельчению, под интенсификацией можно понимать все способы, методы и нововведения (или же инновации), направленные на уменьшение затрат времени, энергии и повышение производительности оборудования, качества и конкурентоспособности готового продукта.

В частности, существующая технология измельчения шаровыми мельницами имеет ряд существенных недостатков:

- большой удельный расход энергии;
- вследствие соударения шаров происходит их быстрое разрушение, в результате чего требуется их регулярное пополнение, что увеличивает эксплуатационные расходы;
- деформированные шары ввиду ухудшения мелющих свойств не обеспечивают регламентированной производительности.

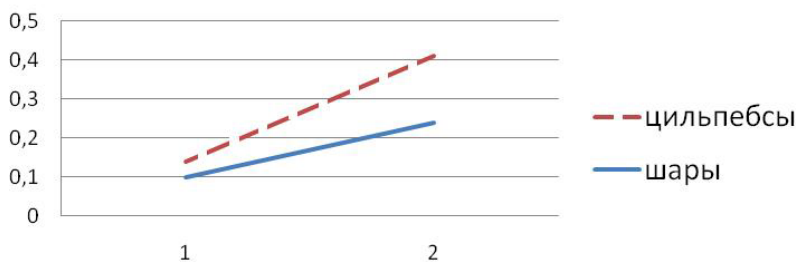
Одним из возможных способов повышения эффективности работы мельниц может быть переход к другим мелющим телам. В последнее время широко применяются цельпессы. Первые опыты по изучению возможности улучшения показателей измельчения с использованием цельпесов в цикле доизмельчения были проведены специалистами ОФ ОАО «Учалинский ГОК». Результаты использования цельпесов высотой 25 мм, диаметром 25 мм сравнивались с показателями шарового измельчения (шары \varnothing 40 мм).

По результатам сравнения было зафиксировано следующее:

- содержание класса -0,044 мкм в сливе гидроциклонов увеличилось до 5,5 % по сравнению с шаровой загрузкой – 3,5 %;
- удельная производительность мельницы с опытными мелющими телами по вновь образованному классу -0,044 мкм увеличилась до 0,1-0,24 т/м³ч по сравнению с достигнутой ранее 0,04-0,17 т/м³ч (см. рисунок);
- улучшились показатели обогащения общего медного концентрата с $\beta_{Cu}=15,9$ (до использования цельпесов) до $\beta_{Cu}=16,2$, при этом содержание цинка в медном концентрате снизилось с 5,7 до 4,7 %, что свидетельствует об улучшении селекции.

Эффект от использования цельпесов частично объясняется переходом на более мелкие мелющие тела по сравнению с шаром \varnothing 40 мм.

Испытания по использованию цельпесов \varnothing 32 мм на обогатительной фабрике ОАО «Гайский ГОК» показали, что по сравнению с шаром \varnothing 40 мм доизмельчение идет хуже. Кроме того, удельный расход цельпесов в 2 раза превысил удельный расход шаров. Имеются основания предполагать, что это стало одним из факторов, снизивших качество измельчения, так как при повышенном удельном расходе мелющих тел гранулометрический состав мелющей среды нестабилен, что негативно сказывается на процессе измельчения.



Сравнение цельпесов и шаров по удельной производительности, т/м³

Однако многочисленные проведенные испытания так и не дали четкого представления о явном преимуществе мелющих тел одного вида над другим (см. таблицу).

Результаты применения цельпесков на обогатительных фабриках ООО «УГМК – Холдинг»

Предприятие	Положительные результаты	Отрицательные результаты
ОАО «СУМЗ»	<ul style="list-style-type: none"> – готового класса -0,074 мм увеличился на 8 %; – удельная производительность по вновь образованному классу - 0,074 мкм увеличилась вдвое 	
ОАО «Гайский ГОК»		<ul style="list-style-type: none"> – удельный расход цельпесков в 2 раза превысил удельный расход шаров; – доизмельчение идет хуже.

Это объясняется отличием механических и абразивных свойств измельчаемых руд между собой. Отсюда и повышенный расход и, наоборот, экономия и прирост производительности при использовании одних и тех же тел при различных условиях рудоподготовки [4].

Другой инновационный путь интенсификации процесса измельчения – так называемый эффект Ребиндера. Это эффект адсорбционного понижения прочности твердых тел при механических деформациях, сущность его заключается в том, что при добавлении в раствор поверхностно-активных веществ ускоряется разрушение твердых тел за счет увеличения в них трещиноватости. Минимальная работа разрушения и потребляемая энергия отмечалась при диспергировании в жидких средах, содержащих ПАВ [3].

Это позволит прикладывать для измельчения как можно меньше необходимой энергии (см. формулу). Общая закономерность для всех горных пород – уменьшение прочности при насыщении их водой. Вода, и особенно вода с растворенными в ней поверхностно-активными веществами (ПАВ), существенно понижает поверхностную энергию горной породы, тем самым уменьшая ее прочность и твердость. Тогда уменьшится величина энергоемкости измельчения и усилится эффект селективного диспергирования.

$$A = (s_{\text{ТВ}} + q_{\text{ТВ}}) + (s_{\text{ЖВ}} + q_{\text{ЖВ}}) - (s_{\text{ТЖ}} + q_{\text{СМАЧ}}),$$

где A – работа диспергирования, Дж/м³; $s_{\text{ТВ}}$ – удельная поверхностная энергия твердого тела при контакте с воздухом, Дж/м³; $s_{\text{ЖВ}}$ – поверхностное натяжение жидкости при контакте с воздухом, Дж/м³; $s_{\text{ТЖ}}$ – адгезия при контакте твердого тела с жидкостью, Дж/м³; $q_{\text{ТВ}}$ – скрытая теплота образования единицы новой поверхности при разрушении твердого тела в воздухе, Дж/м³; $q_{\text{ЖВ}}$ – скрытая теплота образования единицы новой поверхности при разрушении жидкости в воздухе, Дж/м³; $q_{\text{СМАЧ}}$ – теплота смачивания твердого тела данной жидкостью, Дж/м³.

Совсем недавно в лабораториях предприятий ООО «УГМК-холдинг» начались испытания по определению степени эффективности проявления эффекта Ребиндера. Ранее он наблюдался как сопутствующее процессу измельчения явление, вызываемое добавлением в мельницу химических реагентов. Как только будут получены результаты, можно будет говорить о целесообразности целенаправленного применения в условиях обогатительных фабрик УГМК.

Таким образом, прибегая к воздействию на работу мельницы с разных направлений (подбор оптимальных мелющих тел, применение специальных ПАВ, выбор рациональной частоты вращения и др.) можно говорить о комплексной интенсификации процесса измельчения.

Основная трудность – правильно спрогнозировать и количественно оценить этот ожидаемый эффект. Вывести же какие-то переходные коэффициенты возможно лишь после накопления большого статистического материала, поэтому сейчас стоит задача проводить такие опыты, обрабатывать их данные и выявлять функциональные (скорее всего, нелинейные) и неполные взаимосвязи между факторами, влияющими на работу мельницы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Елисеева И. И. Общая теория статистики: учеб. для вузов. – 5-е изд. – М.: Финансы и статистика, 2004. – 656 с.
2. Маляров П. В. Основы интенсификации процессов рудоподготовки: монография. – Ростов-на-Дону: ООО «Ростиздат», 2004. – 320с.
3. Новый справочник химика и технолога. Процессы и аппараты химических технологий. (ч. I). – С-Пб.: 2003. – 255 с.
4. Чепчугов Е. А., Чуркин В. А. Практика использования мелющих тел различного размера и формы для оптимизации процесса измельчения на обогатительных фабриках ООО «УГМК-Холдинг» // Обогащение и переработка минерального и техногенного сырья: мат-лы науч.-техн. конф., Екатеринбург, 14-16 октября 2009 г.). – Екатеринбург, 2009. – С. 37-41.

УДК 622

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ИЗБИРАТЕЛЬНОГО ПЕРЕНОСА В ПАРАХ ТРЕНИЯ ГОРНЫХ МАШИН

ДМИТРИЕВ В. Т., ЖАХИН А. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Наш мир полон машин и механизмов, в которых детали трутся друг о друга и, разумеется, истираются. Износ деталей машин – это важная проблема на данный момент, от решения которой зависит их долговечность и надежность. Учет физико-химических процессов, протекающих в поверхностных слоях трущихся тел, приводит к пересмотру традиционных представлений о методах борьбы с износом.

Рабочие поверхности при трении, как правило, теряют свою форму и размеры, а продукты износа уносятся смазкой. Однако можно обеспечить, чтобы оторвавшиеся при изнашивании частицы схватывались с той же поверхностью или переносились на сопряженную. Тогда унос металлов со смазкой и износ резко уменьшаются (на 1-2 порядка) или практически исключаются.

Благодаря избирательному переносу (открытие № 41 от 12.11.56 г.) в режиме граничной смазки можно резко снизить трение и почти полностью исключить износ трущихся поверхностей.

Процессы, происходящие в зоне контакта твердых тел при трении, образуют несколько стройных систем снижения износа и трения, которые обеспечивают:

- образование тонкой пластичной металлической пленки на трущихся поверхностях, защищающей основной металл от износа;
- удержание продуктов износа в зоне трения;
- снижение давления в зоне контакта;
- образование защитной полимерной пленки из продуктов деструкции смазочного материала.

Избирательный перенос рассматривается как трение с новым смазочным материалом и наличием в зоне контакта неокисляющейся тонкой пластичной металлической пленки, обладающей особой структурой и способной к самовосстановлению при разрушении.

В практике эксплуатации машин и оборудования с избирательным переносом объясняется долговечная работа без ремонта трущихся кинематических пар мотор-компрессоров домашних бытовых холодильников. Трущиеся стальные поверхности поршня и блока цилиндра в процессе работы самопроизвольно покрываются тонкой медной пленкой толщиной около 1 мкм, образующейся в результате осаждения ионов меди из смазочного материала. Эти ионы являются продуктом взаимодействия смазочного материала (50 % масла и 50 % фреона) с медными трубками охладителя.

Тяжелонагруженные трущиеся поверхности бронзовых подшипников самолетов, смазываемых металлоплакирующими смазочными материалами, в процессе работы покрываются тонкой пленкой свинца или меди. На самолете ТУ-104 бронзовые буксы, испытывая громадные давления, проработали около двух десятков лет практически без износа.

Наиболее подходящим металлом для использования в безызносных парах считается медь, так как она при надлежащей смазке достаточно стойка против окисления и не наклепывается, легко восстанавливается из окислов и прочно адсорбирует смазку. Распространенная фрикционная пара – сталь-бронза. Смазочная среда должна быть восстановительной по отношению к окислам меди и окислительной к другим компонентам бронзы. Оптимальной смазкой является глицерин, который, действуя как слабая кислота, растворяет цинк, свинец, железо. При этом поверхность обогащается медью и медь переносится на сопряженную поверхность. Таким образом, перенос является избирательным. Затем процесс растворения прекращается, и происходит установившийся безокислительный процесс трения меди по меди с весьма малым коэффициентом трения (0,01-0,005). Прослойка меди сохраняется в состоянии, способном к схватыванию с частицами износа. Если медь не схватывается с сопряженной поверхностью, например, при покрытии ее электролитическим хромом, то частицы износа схватываются с поверхностью бронзовой детали, причем сохраняется тот же эффект.

Среди современных способов можно отметить финишную антифрикционную безобразивную обработку (ФАБО), которая позволяет повысить износостойкость зеркала цилиндра примерно в 1,3 раза, резко сократить время приработки и устранить возможность задиров в процессе приработки цилиндропоршневой группы (способ ФАБО был предложен автором и В. Н. Лозовским). Сущность ФАБО состоит в том, что поверхности трения деталей покрывают тонким слоем латуни, бронзы или меди. При этом используют явление переноса металла при трении. Обрабатываемую поверхность обезжиривают, а перед нанесением покрытия покрывают раствором (глицерином или смесью двух частей глицерина и одной части 10%-го раствора соляной кислоты), который в процессе трения разрыхляет оксидную пленку на поверхности стали, пластифицирует поверхность медного сплава и создает условия для схватывания его со сталью.

Существует принципиальная разница в переносе материала при избирательном переносе (ИП) и при ФАБО. При ИП в случае трения бронзы из ее твердого раствора происходит сепарация атомов меди. Атомы легирующих элементов, растворяясь, переходят в смазочный материал; атомы меди, соединяясь в группы, переходят на сталь. При ФАБО состав перенесенного материала не отличается от исходного. Здесь материал переносится крупинками, которые прочно схватываются со сталью и имеют между собой определенную связь.

Также можно отметить использование присадок для смазывающих материалов на основе избирательного переноса (ИП), к которым относятся многофункциональные смазочные композиции (МСК), относящиеся к металлоплакирующим присадкам, при применении которых реализуется эффект избирательного переноса, который проявляется в том, что на трущихся поверхностях деталей в процессе трения формируется пленка, трудно поддающаяся окислению. Толщина пленки составляет от нескольких атомных слоев до 1-2 мкм и более, тем не менее, пленка может выдержать весьма высокие нагрузки без разрушения и позволяет увеличить поверхность контакта в несколько раз.

При добавлении в систему смазки 2 % многофункциональной смазочной композиции наблюдается как снижение износа пар трения на 50 %, коэффициента трения в 3 раза, потребляемой мощности на 5-20 %; повышение противопитинговые свойства масел на 40-50 %, противозадирные свойства масел на 40-50 %; улучшаются защитные свойства масел в 3 раза.

На данный момент наиболее перспективным и выгодным считают применение способа создания и сохранения сервопитных пленок во время работы подшипников и других пар трения (открытие от 2.11.2004 г.). Создается покрытие при изготовлении деталей путем электрохимического покрытия, и ее сохранение происходит за счет использования соответствующих смазочных материалов. Это позволит исключить время ожидания на естественное образование защитных пленок, тем самым значительно ускорит время приработки узлов и увеличит ресурс механизмов. На основе данного открытия получен патент и ведутся испытания с целью внедрения разработки в производство деталей машин.

Применение эффекта избирательного переноса в наше время позволит нам изменить все действующие методы конструирования и эксплуатации машин и механизмов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гаркунов Д. Н. Триботехника. М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.: ил.
2. *Способ создания и сохранения сервопитных пленок во время работы подшипников и других пар трения*: пат. № 2286488; опублик. 27.10.2006 г.

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ ОСЕВОЙ НАСОС

ОВЧАРОВ И. А., ДМИТРИЕВ В. Т.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Насосы нашли широкое применение при гидротранспорте сыпучих материалов как на обогатительных фабриках, так и на гидродобыче полезных ископаемых [1].

В качестве перекачивающих агрегатов нашли распространение центробежные грунтовые насосы типа ГР, которые имеют малую наработку на отказ и низкие технико-экономические показатели.

Сотрудниками Уральского государственного горного университета разработана конструкция универсального осевого насоса [2], способного перекачивать воду, пульку (смесь воды с гранулированным составом горных пород), фекалии и т. д.

На рисунке изображен универсальный осевой насос, состоящий из корпуса 1, ротора 2, на поверхности которого расположены лопасти 3, приводного вала 4, к которому привариваются лопатки вентилятора 5.

В корпусе 1 расположены каналы 6, через которые подается жидкость в конусообразное пространство между ротором и корпусом. Ротор крепится к валу 4 при помощи лопаток вентилятора 5.

Универсальный осевой насос работает следующим образом: корпус погружается в жидкость на такую глубину, чтобы под действием атмосферного давления текучее через каналы 6 поступало в пространство между ротором и корпусом. Каналы 6 выполнены таким образом, что жидкость поступает в указанное выше пространство сверху вниз (под углом к вертикали) и по касательной к образующей поверхности корпуса. Такое выполнение каналов производит закрутку поступающего в насос потока жидкости по спирали.

Далее жидкость приводится во вращательное движение еще и за счет вращения ротора, посредством ее вязкости, сил адгезии и шероховатости ротора. При вращении жидкости в коническом пространстве образуется воронка, в которой увеличивается потенциальная и кинетическая энергии потока.

Универсальный осевой насос

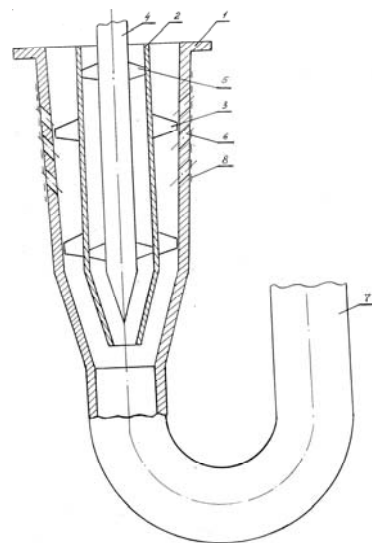
У насосов с малой производительностью и небольшим напором лопасти на роторе могут отсутствовать.

С целью увеличения напора и производительности насоса на конической или цилиндрической поверхности ротора устанавливаются рабочие колеса с лопастями.

При выполнении каналов для прохода жидкости в корпусе и при установке лопастей на роторе необходимо учитывать направление естественного вращения жидкости в воронке в том месте, где устанавливается насос. Каналы перекрываются сеткой 8.

Для подачи воздушной струи в образовавшуюся воронку между валом и ротором устанавливаются лопатки вентилятора 5. Воздушная струя, попадая в воронку, образованную жидкостью, сжимается. Сжатый воздух поступает вместе с жидкостью в нагнетательный трубопровод 7 и за счет его перемещения вверх жидкость поднимается на определенную высоту, т. е. в данном случае суммарный напор образуется за счет потенциальной и кинетической энергий жидкости и работы эрлифта.

Универсальный осевой насос может быть использован в качестве грунтового или фекального насоса. При таком его применении в пространство между корпусом и ротором подается перемещаемая среда, которая затягивается в воронку и проталкивается в нагнетательный трубопровод 7.



Рассматриваемый насос обеспечивает регулирование его производительности путем вертикального перемещения корпуса.

При опускании корпуса в жидкость добавляется количество каналов, через которые поступает текучее в пространство между корпусом и ротором, тем самым увеличивается производительность насоса.

Для бесперебойной работы осевого насоса определим некоторые его рабочие параметры.

Исходными параметрами для расчета осевых вентиляторов и насосов являются:

- номинальная подача (производительность) – Qvh ;
- статическое давление (напор) – $Psvh$.

Коэффициент давления проектируемого вентилятора (насоса) равен [4]

$$\bar{P}_{sv} = 2 Psvh / U^2, \quad (1)$$

где ρ – плотность перемещаемой среды; U – окружная скорость на концах лопаток.

$$U = \pi Dn, \quad (2)$$

где D – диаметр рабочего колеса; n – число оборотов.

Решая уравнения (1) и (2) относительно D , получим

$$D = 60 / \pi \cdot n \sqrt{2Psv / \rho \cdot \bar{P}_{sv}}, \quad (3)$$

Коэффициент подачи вентилятора (насоса) равен

$$\bar{Q}_v = Qvh / FU, \quad (4)$$

где F – площадь рабочего колеса ($F = \pi \cdot D^2 / 4$).

По полученным коэффициентам подачи и давления (Psv и Qv) осуществляем выбор аэродинамической схемы установки.

Так, внутреннее сечение трубы нагнетательного става определяется скоростью потока текучего, которую можно принимать в пределах 2,8-3,2 м/с.

Объемный состав перемещаемой среды насосом находим из выражения, m^3

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad (5)$$

где Q_1 – расход воды, $m^3/ч$; Q_2 – объем добавляемой среды (песок, фекалии и т. д.), $m^3/ч$; Q_3 – объем воздуха при давлении P_2 , $m^3/ч$.

Диаметр нагнетательного трубопровода будет равен, м

$$dH = \sqrt{4Q / \pi \cdot V \cdot 3600}. \quad (6)$$

Объем добавляемой среды Q_2 обычно находится в пределах 0,08-0,12 Q_1 .

Воздух, поступающий от вентилятора и являющийся рабочей средой для повышения напора воды, играет вспомогательную функцию. Его количество Q_3 зависит от высоты нагнетания перемещаемой среды и будет определено экспериментально.

Соединение трех составляющих потока (воды, воздуха, твердого составляющего) происходит в камере смешивания, после которой должен стоять диффузор, преобразующий динамический напор в статический. Угол раскрытия диффузора принимается равным 8-10 %.

Универсальный осевой насос, по сравнению с центробежными насосами типа ГР, обеспечивает:

- снижение капитальных затрат в 1,5÷2,0 раза;
- снижение эксплуатационных расходов в 3÷4 раза;
- повышение наработки на отказ в 3÷4 раза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Молочников Л. Н., Ляшев В. В. Эксплуатация и ремонт оборудования гидромеханизации. – М.: Недра, 1982. – С. 196.
2. *Универсальный осевой насос*: пат. № 91607. Россия: МПК F04Д 29/00. Патентообладатель – Уральский государственный горный университет. Авторы: Дмитриев В. Т. Косарев Н. П., Дмитриев С. В. № 2009115877, опублик. 20.02.2010. Бюл. № 5
3. Веселов А. И. Рудничный водоотлив. – Свердловск: Metallurgizdat, 1956. – С. 532.
4. Тимухин С. А. Проектирование и конструирование шахтных вентиляторов, насосов, компрессоров: уч. пособие. – Екатеринбург, 2000. – С. 184.
5. Брусиловский И. В. Аэродинамика осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1984. – С. 240.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В СЕПАРАТОРЕ ПО ТРЕНИЮ И УПРУГОСТИ (СПРУТ)

ПОТАПОВ В. Я., ПОТАПОВ В. В., ПАНОВ П. А., РАДАЕВ П. И.
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Для разделения материалов, отличающихся друг от друга фрикционными и упругими характеристиками, была разработана модель сепаратора по трению и упругости (СПРУТ) с неподвижной разделительной поверхностью, образованной двугранными отражательными элементами, закрепленными консольно в раме*.

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

Траектория движения частицы после отражения от поверхности элемента определяется: параметрами движения частицы в момент взаимодействия с поверхности элемента; параметрами отражающей плоскости; параметрами частиц, характеризующими их упругие свойства, и кинетическим коэффициентом трения.

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

Двугранный угол отражающего элемента, угол наклона к горизонту образующей двугранного угла, длина и ширина элемента являются его основными конструктивными параметрами, определяющими габаритные размеры разделительного аппарата (рис. 1-4).

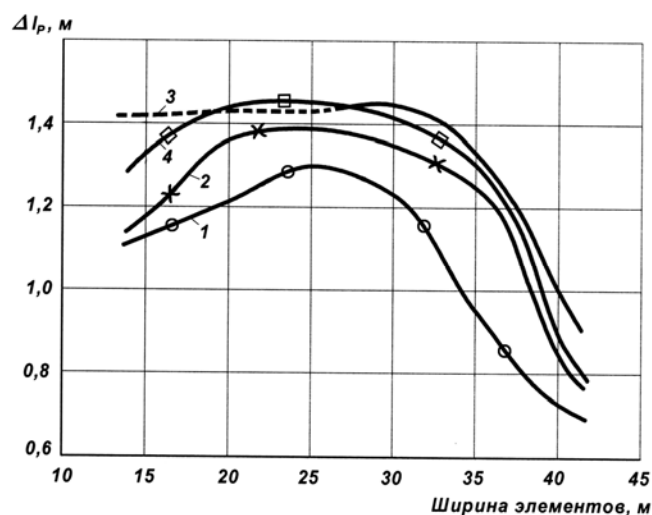


Рис. 1. Зависимость показателя разделения от ширины элементов двугранного угла

Угол наклона элементов: 1 – 20°; 2 – 25°; 3 – 30°; 4 – 35°

* Потапов В. Я., Цыпин Е. Ф. Потапов В. В., Иванов В. В. Использование фрикционных характеристик сыпучих материалов для их разделения // Материалы научного симпозиума (Неделя горняка – 2005.) 23-27 января 2005 г., М. 2005. – № 6. – С. 326-328.

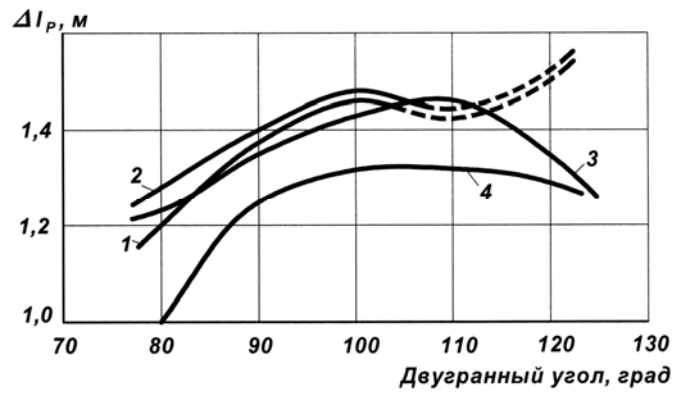


Рис. 2. Зависимость показателя разделения от величины двугранного угла
Угол наклона элементов: 1 – 20°; 2 – 25°; 3 – 30°; 4 – 35

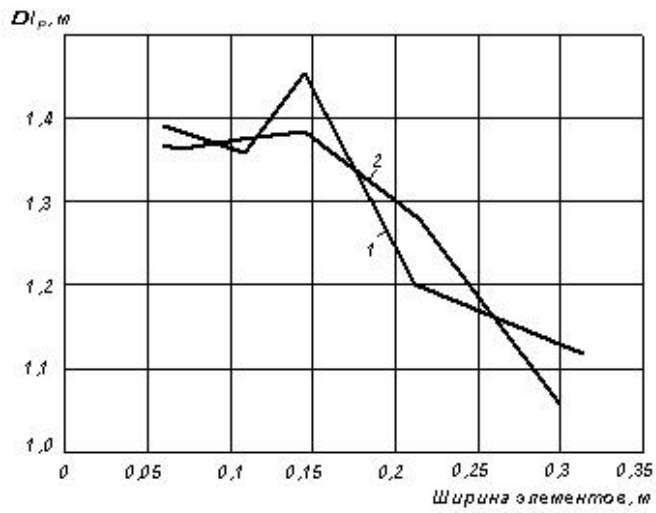


Рис. 3. Зависимость показателей разделения от ширины элементов

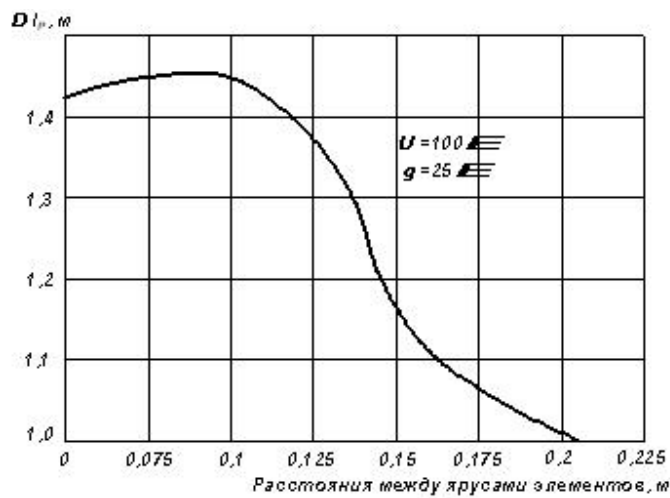


Рис. 4. Зависимость показателей разделения от расстояния между ярусами элементов

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

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

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

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

$$\Delta Z = \frac{b}{2 \sin \frac{\theta}{2}}$$

Максимальное значение показателя разделения достигается при расстоянии по высоте между ярусами элементов, равном $\Delta Z = 0,075-0,1$ м.

С учетом угла наклона элементов к горизонту, $\gamma=25^\circ$, минимальная рабочая длина будет составлять

$$l_{\min} = \frac{1,03}{\cos 25^\circ} = 1,14 \text{ м.}$$

3. Скорость подачи частиц материала в загрузочный желоб в интервале от 0,3 до 1,5 м/с оказывает влияние на показатель разделения. Дальнейшее увеличение скорости не дает положительного эффекта. Наиболее оптимальной можно считать скорость подачи материала в загрузочный желоб, $V_0 = (1,0-1,5)$ м/с.

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

УДК 622.44

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА УСТРОЙСТВА ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

ЛЕОНТЬЕВ Е. В., МАКАРОВ В. Н.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В настоящее время изучение и реализация активных методов управления пограничным слоем в межлопаточных каналах рабочих колес турбомашин относится к числу приоритетных и наиболее перспективных направлений повышения их аэродинамических параметров и, главным образом, экономичности, эксплуатационной эффективности.

Под активным управлением пограничным слоем на поверхностях лопаток рабочего колеса центробежного вентилятора рассматривается воздействие на него высокоэнергетической струи управляющего потока, способствующей устранению отрывного вихреобразования. Указанное приводит к снижению потерь энергии на вихреобразование, изменению аэродинамических

характеристик круговой решетки до уровня потенциального обтекания и повышению коэффициента полезного действия вентилятора.

На рис. 1 приведена схема устройства активного управления пограничным слоем в межлопаточных каналах рабочего колеса центробежного вентилятора.

Эффект взаимодействия высокоэнергетической струи управляющего потока с течением в межлопаточном канале рабочего колеса центробежного вентилятора существенно зависит от соотношения между расходом и скоростью управляющего потока, вследствие чего коэффициент его импульса не может быть критерием подобия указанного физического процесса.

В качестве критерия подобия взаимодействия управляющей струи и потока в межлопаточном канале могут быть приняты:

- коэффициент расхода управляющего потока \bar{Q}_y ;
- коэффициент давления управляющего потока \bar{H}_y ,

где $\bar{Q}_y = \frac{4Q_y}{\pi D_2^2 u_2}$; $\bar{H}_y = \frac{v_y^2}{u_2^2}$; Q_y ; v_y – расход и скорость управляющего потока; D_2 , u_2 – диаметр рабочего и скорость вращения рабочего колеса вентилятора.

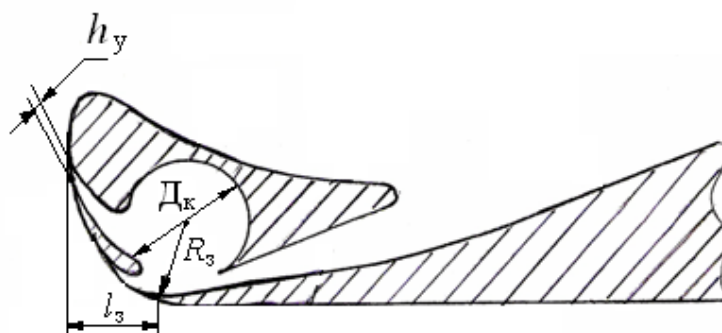


Рис. 1. Схема вихревой камеры лопатки рабочего колеса центробежного вентилятора

Поскольку рост потерь давления в межлопаточных каналах рабочего колеса связан с возникновением отрывного вихреобразования, задача расчета энергетических характеристик управляющего потока сводится к определению таких его значений, при которых устраняется отрыв пограничного слоя.

Существующие методы расчета энергетических параметров струи управляющего потока, обеспечивающего квазипотенциальное течение, можно разделить на три группы: критериальные, дифференциальные, интегральные.

Если воспользоваться распределением скоростей по Е. Мартенсену и методом Е. Трукенбротта для вычисления точки отрыва потока [6], то для характеристики управляющей струи можно получить выражение, зависящее только от распределения скоростей потенциального обтекания и управляющего потока. При этом сложность заключается в расчете теоретического поля скоростей потенциального обтекания лопаток рабочего колеса при значительном рассогласовании направления их входных кромок и потока.

Однако, учитывая ряд специфических особенностей вращающихся круговых решеток с профилями «S»-образной формы, возможна модификация вышеуказанного метода применительно к высоконагруженным радиальным аэродинамическим схемам.

Для высоконагруженных круговых решеток с профилями «S»-образной формы характерно наличие большой кривизны профиля в области выходного участка.

Таким образом, с большой долей достоверности можно считать точку перегиба «S»-образного профиля точкой отрыва потока, в окрестности которой и требуется воздействие на пограничный слой струи управляющего потока.

Учитывая результаты исследований, приведенных в [2], можно сделать вывод о том, что угол раскрытия эквивалентного вращающегося диффузора и толщина пограничного слоя являются гидродинамическими аналогами в физическом процессе взаимодействия в межлопаточном канале рабочего колеса центробежного вентилятора управляющего потока и пограничного слоя.

С учетом вышеизложенного, приведенное в [6] соотношение, связывающее коэффициенты давления \bar{H}_y и расхода \bar{Q}_y управляющего потока, обеспечивающего смещение точки отрыва пограничного слоя в заднюю критическую точку профиля и, тем самым, устранение отрывного вихреобразования, запишем в виде

$$\bar{H}_y = 2,35 \frac{\bar{J} \cdot \bar{Q}_y^2}{\bar{h}_y \bar{l}_3 (\bar{Q}_y - \bar{h}_y \bar{v}_3)^2}, \quad (1)$$

где J – коэффициент импульса пограничного слоя, потребный для предотвращения отрыва, соответствующий потере импульса, получаемого по распределению давлений при потенциальном безотрывном обтекании профиля между его точкой перегиба и задней критической точкой. Заметим, что для относительной скорости течения на профиле при потенциальном обтекании можно использовать уравнения, полученные в [5]; \bar{l}_3 – относительная длина профиля от точки перегиба до задней критической точки; \bar{v}_3 – коэффициент средней скорости потенциального течения на участке \bar{l}_3 профиля круговой решетки; \bar{h}_y – относительная толщина выходного сечения струйного устройства.

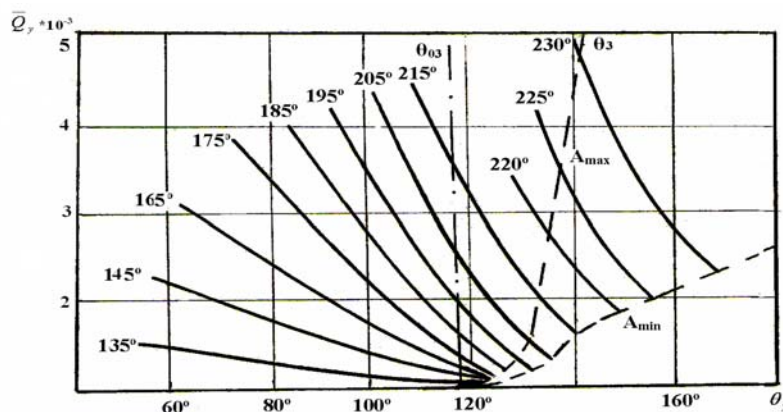
После преобразования, выражая скорость управляющего потока через коэффициент в долях средней скорости потенциального течения на участке \bar{l}_3 ($\bar{v}_y = \kappa \bar{v}_3$), учитывая, что $\kappa > 1$, $\bar{h} \neq 0$, $\bar{Q}_y > 0$, получим

$$\bar{Q}_y = \frac{\sqrt{[(\kappa - 1)^2 + 1.175 \bar{J} \kappa^2] - 4(\kappa - 1)^4 \bar{v}_3^2 \bar{l}_3} - (\kappa - 1)^2 \bar{v}_3 - 1.715 \bar{J} \kappa^2}{2(\kappa - 1)^2} \bar{v}_3. \quad (2)$$

Таким образом, при заданной величине коэффициента скорости управляющего потока κ , достаточно рассчитать теоретическое распределение скоростей потенциального обтекания профиля, за точкой его перегиба, для того чтобы определить коэффициент расхода \bar{Q}_y управляющего потока, обеспечивающего смещение точки отрыва пограничного слоя в заднюю критическую точку профиля вращающейся круговой решетки и, соответственно повышение КПД вентилятора.

Результаты экспериментальных исследований влияния струйного управляющего устройства на положение точки полного торможения потока при обтекании им выходного участка профиля, выполненного в форме цилиндра, приведены на рис. 2. Из анализа рис. 2 видно, что в зависимости от величины коэффициента давления \bar{H}_y управляющего потока при заданном коэффициенте \bar{Q}_y его расхода, существует три зоны влияния управляющего потока на положение точки полного торможения основного потока.

Рис. 2. Зависимость смещения положения точки полного торможения θ_3 от параметров управляющего потока ($\bar{h}_y = 7 \cdot 10^{-3}$)



Значение коэффициента давления управляющего потока в виде $\overline{H}_y^{\text{пр}} = \overline{H}_y + v_y^{-2} \frac{\overline{h}^2}{2D_k^2}$, где \overline{h} –

относительная толщина входа в вихревую камеру, то есть увеличенное на величину вихревой энергии управляющего потока, рассматриваемого как квазитвердое тело, можно представить как приведение его к обобщенному энергетическому показателю, что позволяет сравнивать эффективность струйного управления обтеканием при различной степени завихренности управляющего потока.

Вихревая камера уменьшает на 6 % зону неустойчивости положения задней критической точки. Кроме того, по результатам испытания установлено, что угол θ_3 несколько увеличивается с уменьшением $\frac{\overline{h}_y}{\overline{R}_3}$ (\overline{R}_3 – радиус кривизны профиля в точке полного торможения потока), достигая

оптимального значения при $\overline{h}_y = 0,1\overline{R}_3$. При этом следует иметь в виду, что существенное уменьшение \overline{h}_y при фиксированном значении коэффициента расхода \overline{Q}_y приводит к росту избыточной скорости управляющей струи и, как результат, к росту потерь энергии при ее взаимодействии с основным потоком.

Следует заметить, что экспериментально полученное соотношение для геометрических параметров управляющего устройства $\frac{\overline{h}_y}{\overline{R}_3} = 0,1$, с достаточной точностью подтверждает теоретическое их соотношение [3], полученное из условия, при котором достигается равенство скоростей транзитного и завихренного управляющего потоков, если считать, что $\overline{R}_3 \approx 0,5\overline{D}_k$.

Учитывая, что $\overline{v}_y = \frac{\overline{Q}_y}{\overline{h}_y}$, значения коэффициента расхода управляющего потока, обеспечивающего устранение отрывного вихреобразования и смещение задней критической точки в положение Θ_3 , рассчитанные по формуле (2) и полученные экспериментально, отличаются не более чем на 7 %.

Таким образом, можно сделать вывод, что теоретически и экспериментально подтверждена возможность устранения отрывного вихреобразования, фиксации и изменения положения точки полного торможения потока на профиле при выходе его из круговой решетки, за счет струи управляющего потока, и, как результат, повышение КПД, то есть экономичности центробежного вентилятора, реализующего данный способ управления течением в его рабочем колесе.

На рис. 3 приведены результаты испытаний модели вентилятора с устройством активного управления пограничным слоем в межлопаточных каналах его рабочего колеса. Повышение КПД вентилятора в области рабочих режимов, соответствующих $\eta_{\text{ст}} \geq 0,6$, составляет на номинальном режиме не менее 4 %, а на границе области рабочих режимов более 10 %.

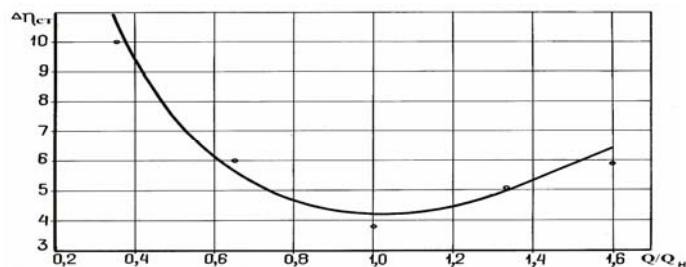


Рис. 3. Приращение статического КПД модели вентилятора с устройством активного управления пограничным слоем в межлопаточных каналах

В настоящее время Инжиниринговым центром ООО «ВЭБ» совместно с ОАО «НТМЗ» и ОАО «ККЗ» ведется разработка технической документации центробежного прямооточного вентилятора местного проветривания с рабочим колесом предложенной выше конструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1978. – 736 с.
2. Макаров В. Н., Копачев В. Ф. Угол раскрытия межлопаточного канала рабочего колеса центробежного вентилятора // Известия вузов. Горный журнал, 2007, № 1, С. 88-93.
3. Макаров В. Н., Белов С. В., Горшков О. В. Аэродинамический расчет струйных устройств высоконагруженных шахтных центробежных вентиляторов // Известия вузов. Горный журнал, 2007, № 6, С. 88-93.
4. Сухарников Ю. В. Функциональное моделирование в задаче струйного управления характером обтекания профиля крыла // Некоторые вопросы аэродинамики и электродинамики. – Киев: КИИГА, 1968, вып. 5, С. 61-72.
5. Соломахова Т. С. К расчету вращающихся круговых решеток // Промышленная аэродинамика. – М.: Машиностроение, 1973, вып. 29, С. 129-136
6. *Thomas F. Untersuchungen über die Erhöhung des Auftriebes von Tragflügeln mittels Grenzschichtbeeinflussung durch Ausblasen. – Zeitschrift für Flugwissenschaften, 1962, Bd. 10, N 2, s. 46-65.*

УДК 622

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ И КАЧЕСТВА БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ПРИМЕРЕ СПУСКО-ПОДЪЕМНОГО КОМПЛЕКСА УСТАНОВКИ ДЛЯ РЕМОНТА СКВАЖИН

ОПАРИН Д. Е., ГАВРИЛОВА Л. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

При выборе схемы бурового оборудования для конкретных условий эксплуатации, а также при проектировании нового оборудования, возникает вопрос оценки его качества и технического уровня.

Оценка качества буровых установок сопряжена с большими трудностями, обусловленными:

- наличием большого количества функционально связанных между собой буровых комплексов;
- тем, что современное производство предоставляет потребителям комплектующее оборудование, которое все больше и больше усложняется, и каждому ее виду придается все больше полезных свойств;
- сокращением периодов между сменами моделей оборудования.

Этапы оценки уровня качества:

- выбор номенклатуры показателей качества и обоснование ее необходимости и достаточности;
- выбор и разработка методов для определения значений показателей качества;
- выбор базовых значений показателей и исходных данных для определения фактических значений показателей качества оцениваемой продукции;
- определение фактических значений показателей качества и сопоставление их с базовыми;
- сравнительный анализ вариантов возможных решений и нахождение наилучшего;
- обоснование рекомендаций для принятия управляющего решения.

Содержание каждого из перечисленных этапов и объем работ на каждом из них существенным образом зависят от цели оценки качества продукции.

Под качеством продукции понимают совокупность свойств продукции, обуславливающих ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с ее назначением.

Степень пригодности продукции удовлетворять определенные потребности количественно характеризуется показателями качества продукции.

Свойства продукции количественно характеризуются параметрами продукции. Поэтому многие показатели качества продукции являются функциями ее параметров.

Показатели качества дают количественную оценку свойств продукции и характеризуются:

- наименованием – формулировкой;
- численным значением;
- единицей измерения.

Показатели качества по количеству характеризующих свойств могут быть либо единичными, либо комплексными. В свою очередь, комплексные показатели могут быть групповыми, интегральными и обобщенными.

Единичные показатели качества делятся на группы (ГОСТ 22851):

- показатели назначения – характеризуют свойства продукции, определяющие основные функции, для выполнения которых она предназначена и обуславливают область ее применения;
- показатели надежности – характеризуют свойства безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости;
- показатели технологичности – характеризуют свойства продукции, обуславливающие оптимальное распределение затрат материалов, средств труда и времени при технологической подготовке производства, изготовления и эксплуатации продукции;
- эргономические показатели – характеризуют систему «человек-изделие» и учитывают комплекс свойств человека, проявляющихся в производственных процессах;
- показатели транспортабельности и монтажепригодности – характеризуют приспособленность продукции к перемещению в пространстве (транспортированию), не сопровождающемуся ее использованием; суммарную трудоемкость монтажа, время выполнения монтажных работ и себестоимость транспортировки.

Комплексными показателями являются:

- интегральные (И) – отношение полезного эффекта на затраты в сфере изготовления и эксплуатации;
- групповые показатели (коэффициент готовности K_G , коэффициент технического использования $K_{ТИ}$);
- отношение продукции к двум категориям качества: высшая категория качества соответствует мировым образцам и выше, при этом оценка продукции осуществляется через каждые три года, для сложной продукции – через пять лет; 1-я категория качества – продукция соответствует требованиям ГОСТ.

Не аттестованная продукция подлежит снятию с производства.

Выбор номенклатуры показателей назначения для установки для ремонта скважин представляет сложную задачу, поскольку установка представляет собой комплекс машин и механизмов, связанных между собой, и по своей характеристике соответствующих ее назначению и типоразмеру и предназначенных для выполнения основных взаимосвязанных процессов:

- разрушение горной породы;
- очистка забоя от выбуренной породы и выноса ее из ствола скважины на поверхность;
- спуска породоразрушающего инструмента в скважину и его подъема для замены, спуска обсадных труб;
- выполнения вида ремонта.

Для выполнения процесса ремонта скважины применяются комплексы оборудования с различным функциональным назначением, показатели назначения которых должны быть оценены отдельно друг от друга.

Выделяют следующие группы показателей назначения:

- классификационные;
- эксплуатационные: функциональные и технической эффективности;
- конструктивные;
- показатели состава и структуры.

Процесс ремонта скважины в большей степени связан со спускоподъемными операциями (СПО), поэтому оценивать спуско-подъемный комплекс (СПК) следует по показателю функционального назначения.

Комплекс оборудования для выполнения СПО с обсадными трубами и НКТ напрямую зависит от качества СПК и качества средств механизации и автоматизации СПО.

Эксплуатационные показатели характеризуют полезный эффект от эксплуатации и прогрессивность технических решений, закладываемых в продукцию.

Главным образом, для СПК эксплуатационным показателем будет являться количество свече-спуско-подъемов $q_{сп}$, выполняемое за определенное время (ч).

При известных для данного класса БУ затратах времени на СПО за цикл ремонта скважины, количество спуско-подъемов, выполняемое в час, определится

$$q_{сп} = \frac{\sum S_{сп}}{T_{СПО}} = \frac{500}{25} = 20,$$

где $\sum S_{сп}$ - суммарное количество свече-спуско-подъемов за цикл ремонта скважины; $T_{СПО}$ - затраты времени на СПО, ч:

$$T_{СПО} = \frac{\sum S_{сп}}{q_{сп}}.$$

Количество спуско-подъемов, выполняемое в час, $q_{сп}$, можно выразить из формулы

$$H_{вр} = \frac{60}{q_{сп}},$$

где $H_{вр}$ - норма времени на спуск и подъем одной трубы НКТ (мин.).

$H_{вр}$ определяют как $H_{вр} = T_{м} + T_{мр} + T_{р} + T_{о} = T_{м} + T_{всп}$, где $T_{м}$ - машинное время подъема; $T_{мр}$ - время машинно-ручных операций; $T_{р}$ - время ручных операций; $T_{о}$ - время на отдых и личные надобности; $T_{всп}$ - вспомогательное время.

Затраты вспомогательного времени зависят от степени механизации и автоматизации СПО. Для ремонта скважины в данном случае применена мобильная установка для бурения и ремонта скважин *TD 125 (TW 125) CA-A6*. Вследствие этого степень механизации и автоматизации СПО будет не на высшем уровне, так как самой высокой степенью механизации и автоматизации СПО обладают только буровые установки стационарного типа и морские.

Обозначим

$$\sum T_{м} = \sum S_{сп} \cdot T_{м}; \quad \sum T_{всп} = \sum S_{сп} \cdot T_{всп},$$

где $\sum S_{сп}$, $\sum T_{м}$ - суммарное количество свече-спуско-подъемов и суммарные затраты времени за цикл ремонта скважины соответственно.

Затраты времени на СПО: $T_{СПО} = \sum T_{м} + \sum T_{всп}$.

Исходя из данных по параметрам назначения СПК для буровых установок* (табл. 4.7, стр. 135), можно данную установку отнести к 5-му классу.

Результаты оценки эксплуатационного показателя для СПК мобильной установки для ремонта скважин *TW 125 CA-A6* сведем в таблицу:

Количество свече-спуско-подъемов в час, $q_{сп}$, шт/ч	Затраты времени на СПО, $T_{СПО}$, ч	Норма времени на спуск и подъем одной трубы, НКТ, мин.
20	0,42	3

Суммарное количество свече-спуско-подъемов за цикл ремонта принимаем, исходя из того, что длина одной трубы НКТ 10 м, глубина забоя 2500 м $\sum S_{сп} = 500$, так как производится спуск и подъем.

В случае идентичности средств механизации и автоматизации СПО затраты времени на вспомогательные операции будут одинаковыми для различных СПК одного класса, а машинное время будет зависеть от совершенства СПК (характеристики привода, КПД, рационального выбора

* Ефимченко С. И., Прыгаев А. К. Расчет и конструирование машин и оборудования для бурения нефтяных и газовых промыслов. Ч. 1: учебник для вузов. - М.: ФГУП "Изд-во "Нефть и газ" РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2006. - 736 с.

скоростей спуска и подъема и т. п.) и может быть применено в качестве комплексного критерия (показателя) оценки качества СПК.

Использование машинного времени как комплексного показателя, совместно с экономическими показателями, позволяет сравнить экономическую эффективность различных СПК, оптимизировать тяговую характеристику и оптимальную мощность привода лебедки.

УДК 622

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПРЯМОТОЧНОГО ИНДИВИДУАЛЬНОГО КЛАПАНА

КАЛЯНОВ А. Е., КИЧИГИН А. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Наибольшее распространение в горнодобывающей промышленности получили поршневые компрессоры общего назначения.

Одним из наиболее важных узлов поршневого компрессора являются клапаны, в значительной мере определяющие надежность и экономичность его эксплуатации. В связи с этим в нашей стране и за рубежом постоянно ведутся работы по совершенствованию конструкций клапанов, а также исследования работы клапанов, направленные на создание методов их расчета. В настоящее время чаще всего применяется клапан ПИК.

Клапаны ПИК предназначены для воздушных и газовых поршневых компрессоров, сжимающих различные газы со смазкой и без смазки цилиндров, скорость вращения коленчатого вала которых до 1000 об/мин. Прямоточный клапан может использоваться в качестве всасывающего или нагнетательного. Запорным органом клапана является консольно закрепленная пластина [1-2].

Рассмотрим условия работы клапана. При поступлении потока газа пластина изгибается и клапан открывается. При отсутствии внешнего воздействия клапан закрывается, а пластина возвращается в исходное положение, т. е. она работает под динамической нагрузкой, которая изменяется по нулевому циклу.

Используя закон Гука, определили деформацию пластинки при различных толщинах и нагрузках. Во всех случаях величина деформации лежит в упругой области. Из проведенного расчета работы пластины под действием динамической нагрузки была получена зависимость $[\sigma] = 0,6\sigma_s$ (1).

Рассмотрим расчетную схему под действием статической нагрузки (рис. 1). Под действием равномерно распределенной нагрузки пластина в свободном состоянии изгибается на

величину $f_c = \frac{q_p b l^4}{8EI}$ (2), но пластина не может отогнуться больше, чем величина паза седла клапана f_n [3].

Введем масштабный коэффициент, равный отношению $K = f_c / f_n$ (3), и определим условную

нагрузку, удовлетворяющую изгибу пластинки на ширину паза $q_{\text{усл}} = \frac{q_p}{K} = q_p \frac{f_n}{f_c}$ (4).

Из дальнейшего преобразования и решения формулы видно, что масштабный коэффициент будет зависеть от рабочей нагрузки и толщины пластины. Например, на рис. 2 приведена зависимость масштабного коэффициента от толщины пластины, которые изменяются обратно пропорционально. На графике наблюдается перелом, при $h=0,5$ мм. Этот же перелом соответствует изменению жесткости от толщины пластинки. Поэтому предлагаем в качестве рабочей толщины пластинки значения в области 0,5 мм.

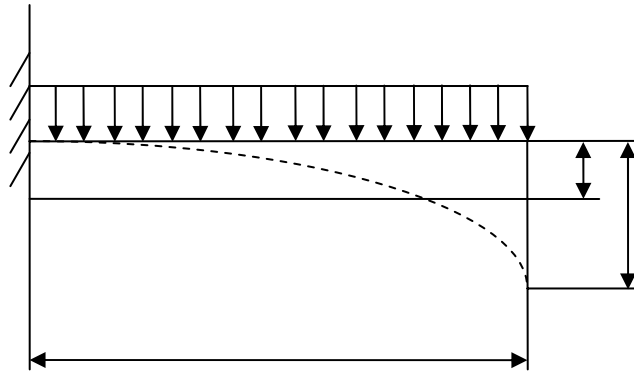


Рис. 1. Схема работы пластинки под действием статической нагрузки

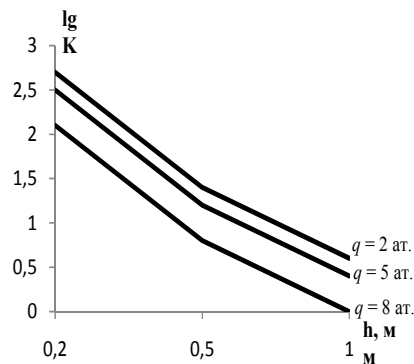


Рис. 2. Зависимость масштабного коэффициента от толщины пластинки

Решая формулы (1), (2) и (4) совместно, окончательно получаем

$$\sigma_B = \frac{10Efn}{3l^2} h,$$

из которой следует, что нагрузка не влияет на выбор материала пластины.

Для примера подставим толщину, равную 0,5 мм, в полученную формулу. Получим значение 551 МПа, а значит, материалом для пластинки могут послужить такие стали, как сталь 40, сталь 45 вместо дорогих легированных сталей 50ХФА, 60С2А, используемых в компрессоростроении [4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Фотин Б. С. Поршневые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1987. – 572 с.
2. Кондратьева Т. Ф., Исаков В. П. Клапаны поршневых компрессоров. – Л.: Машиностроение, 1983. – 158 с.
3. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов. – Г. С. Писаренко, А. Я. Яковлев. – Киев.: Наукова думка, 1988. – 734 с.
4. Древал А. Е., Сироходова Е. А. Краткий справочник металлста / 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2005. – 960 с.