

МАТЕРИАЛЫ УРАЛЬСКОЙ ГОРНОПРОМЫШЛЕННОЙ ДЕКАДЫ

4-14 апреля 2005 г.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ОСОБЕННОСТИ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ МЕТРОПОЛИТЕНОВ

КОСАРЕВ Н. П., ТИМУХИН С. А., МАНУЦАК В. С., УПОРОВ С. А., БОГДАНОВ А. Е., ЧЕРНЫШОВ Е. Н.
Уральский государственный горный университет

Вентиляторные сети метро и тоннелей обладают по сравнению с шахтными вентиляционными сетями значительно меньшим аэродинамическим сопротивлением, поэтому требования к вентиляторам метро и тоннелей в части их коэффициентов подачи и давлений существенно отличаются от шахтных. Однако в основу аэродинамического расчета как шахтных вентиляторов, так и вентиляторов метро, положен один и тот же принцип радиального равновесия потока в лопаточных венцах рабочих колес.

Принцип радиального равновесия потока был введен в практику аэродинамического расчета осевых воздуходувных машин в 10-20-х годах XX века, главным образом, благодаря работам Жуковского Н. Е. в области вихревой теории крыла самолета. Несколько позднее эта идея стала использоваться в зарубежной практике, например, в трудах Траупеля, Марбла, Рудена и др. [1].

К настоящему времени методы аэродинамического расчета, использующие этот принцип, доведены до практического совершенства. Например, осевые вентиляторы ЦАГИ для самых различных целей (для вентиляции шахт и рудников, метрополитенов и тоннелей; для общепромышленной вентиляции и др.) разработаны на основе этого принципа. Его отличительной особенностью является обеспечение постоянства энергии по высоте лопаток рабочего колеса, что сводит к минимуму потери давления в его лопаточном винце. Однако чтобы получить от такого колеса достаточно большое статическое давление, необходимо перекрывать центральную часть колеса втулкой большого диаметра ($\bar{d} = 0,5 - 0,7$), что мало приемлемо для вентиляторов метрополитенов и тоннелей, поскольку при этом снижается коэффициент подачи вентиляторов, уменьшается полезно используемая площадь сечения их проточной части, увеличиваются массогабаритные показатели за счет большой втулки и необходимости увеличения диаметра колеса и др.

Очевидно, что для осевых машин метро и тоннелей необходим переход к принципу обеспечения постоянства статического давления по высоте лопаток их рабочих колес, что позволит снизить диаметр втулок (до $\bar{d} = 0,3 - 0,4$) и повысить коэффициент подачи вентиляторов при улучшении других показателей.

Следовательно, теоретическое значение статического давления рабочего колеса

$$P_{skt} = \rho \cdot U \cdot C_{2u} - 0,5 \cdot \rho \cdot C_{2u}^2 = \text{const}, \quad (1)$$

где ρ – плотность воздуха; U – окружная скорость рабочего колеса на любом произвольном радиусе; C_{2u} – скорость закручивания в рабочем колесе на том же радиусе.

Заменив в выражении (1)

$$U = \omega \cdot r,$$

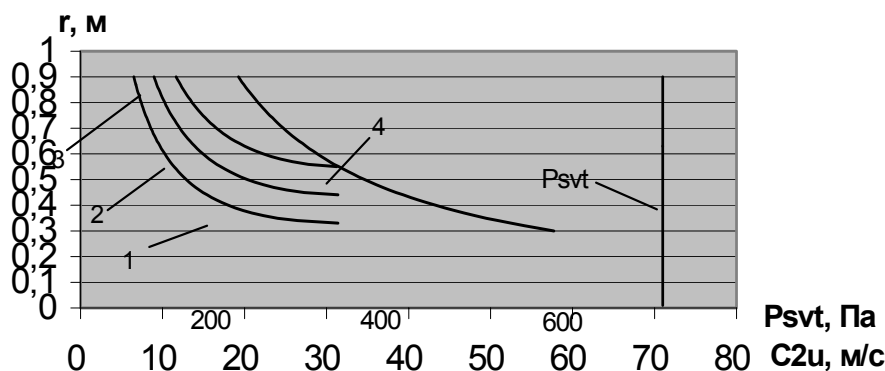
где r – текущий радиус; ω – частота вращения колеса.

Приведем его к виду

$$D \cdot C_{2u}^2 - r \cdot C_{2u} + F = 0, \quad (2)$$

где D, F – постоянные для конкретных условий величины.

Решение этого квадратного уравнения для рабочего колеса диаметром 1800 мм с частотой его вращения 600, 750, 1000 об/мин приведено на рис. в сравнении с зависимостью $C_{2u} = f(r)$, соответствующей условию радиального равновесия потока в колесе.



Зависимости скоростей закручивания при условии обеспечения постоянства статического давления $P_{svt} = \text{const}$ по высоте лопаток (1 – $n = 1000$ об/мин; 2 – $n = 750$ об/мин; 3 – $n = 600$ об/мин; 4 – $n = 600$ об/мин при условии обеспечения постоянства циркуляции)

Анализ зависимостей $C_{2u} = f(r)$, обеспечивающих $P_{st} = \text{const}$ по высоте лопаток, показывает на то, что они существенно отличаются от аналогичных зависимостей, обеспечивающих постоянство циркуляции (радиальное равновесие).

Использование полученных зависимостей в компьютерном моделировании профилей лопаток рабочих колес позволит создавать высокоэкономичные осевые вентиляторы, в более полной мере удовлетворяющие условиям вентиляции метрополитенов тоннелей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с.

ОСОБЕННОСТИ АЭРОДИНАМИКИ СТРУЙНО-ВСАСЫВАЮЩЕЙ СХЕМЫ ПРОВЕТРИВАНИЯ ЗАСТОЙНЫХ ЗОН ГЛУБОКИХ КАРЬЕРОВ

КОСАРЕВ Н. П., ТИМУХИН С. А., ПОПОВ Ю. В., ПОТАПОВА А. С., КАМЫШЕВА Н. Е.

Уральский государственный горный университет

Так как в чистом виде всасывающий способ проветривания карьеров ввиду небольшой зоны его всасывания не может быть в достаточной мере эффективен, он должен применяться в комплексе с мобильным передвижным источником свободной струи (например, с установкой УМП-1А), обеспечивающим постоянное перемешивание загрязненного воздуха в застойной зоне, и создающим определенный наддув в области всаса трубопровода стационарной вентиляторной установки.

Примерная компоновка предлагаемой струйно-всасывающей схемы для проветривания застойных зон карьеров приведена на рис.

В предложенной схеме проветривания застойная зона нижней части карьера может рассматриваться как единый по площади источник равномерно распределенных вредных веществ, интенсивность выбросов которых в зону в общем случае определяется по уравнению:

$$G = (C - C') \cdot Q_V, \quad (1)$$

где G - интенсивность пылеобразования в зоне как в едином источнике, мг/с; C , C' - средние значения концентрации вредных примесей в атмосфере застойной зоны и поступающей в зону, мг/м³; Q_V - количество воздуха, удаляемого из зоны всасывающей стационарной установкой, м³/с.

С учетом такого подхода дифференциальное уравнение баланса вредных примесей в застойной зоне карьера может быть записано следующим образом:

$$V_3 dC = G dt + Q_V \cdot C' dt - C \cdot Q_V dt, \quad (2)$$

где G - интенсивность выделения вредных примесей в атмосферу застойной зоны карьера, мг/с; Q_V - количество воздуха, удаляемого из зоны стационарной вентиляторной установкой, м³/с; C - средняя концентрация вредных примесей в атмосфере застойной зоны на момент времени t , мг/м³; C' - то же в воздухе, поступающем в застойную зону.

После разделения переменных в этом уравнении получим:

$$\frac{Q_V}{V_3} dt = \frac{dC}{\frac{G}{Q_V} + C' - C}. \quad (3)$$

Решение этого уравнения дает в общем виде выражение для определения концентрации вредных примесей в атмосфере застойной зоны карьера в момент времени t с начала проветривания:

$$C = \frac{G}{Q_V} + C' - \left(\frac{G}{Q_V} + C' - C_0 \right) \cdot e^{-\frac{Q_V t}{V_3}}, \quad (4)$$

где C_0 - начальная концентрация вредных примесей, мг/м³.

Так как в установившемся режиме проветривания $dC/dt=0$, то из уравнения (3) может быть определена минимально возможная концентрация вредностей (C_{\min}), достигаемая при рассматриваемой схеме проветривания с заданными значениями G , V_3 , Q_V и C' :

$$C_{\min} = \frac{G + C' \cdot Q_V}{Q_V}, \quad (5)$$

Отсюда может быть определена необходимая подача стационарной всасывающей установки, при которой концентрация вредных примесей не превышает нормы ($C_{\text{доп}}$):

$$Q_V = \frac{G}{C_{\text{доп}} - C'}. \quad (6)$$

Для случая проветривания застойной зоны после эпизодического загрязнения ($G=0$) из выражения (4) получаем:

$$Q_V = \frac{V_3}{t} \cdot \ln \frac{C_0 - C'}{C - C'}. \quad (7)$$

Если воздух в верхней части карьера не имеет загрязнений ($C'=0$), то:

$$Q_V = \frac{V_3}{t} \cdot \ln \frac{C_0}{C_{\text{доп}}}. \quad (8)$$

Зависимости (2-8) обеспечивают определение основных параметров струйно-всасывающей схемы проветривания застойных зон глубоких карьеров. Ее экспериментальная апробация в реальных условиях представляет собой для дальнейшего развития открытых горных работ важную практическую задачу.

НИЗКОЧАСТОТНЫЙ ВИБРАТОР ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА СКВАЖИННЫХ РАБОТ

ГАБДРАХИМОВА Л. М.
ОФ УГНТУ

В настоящее время с применением вибраторов выполняются различные работы: промывка скважин; очистка пульсированной промывкой скважинного штангового насосного оборудования и скважинного оборудования электроцентробежной насосной установки, устьевого оборудования и трубопроводов от парафина; восстановление приемистости и профиля приемистости нагнетательных скважин и т. д.

Для выполнения этих работ применяют различные конструкции вибраторов частотой динамических ударов от 2 Гц до 3 кГц и более.

Для производства скважинных работ нами разработано несколько конструкций низкочастотных вибраторов, основным рабочим элементом которых является клапан, соединенный рычажным механизмом. Для выбора основных параметров рабочих элементов, определения величины движущей активной силы клапана, необходимой для работы рычажной системы и изучения поведения этой системы, использовалось уравнение Лагранжа второго рода:

$$\frac{dq}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j, \quad (1)$$

где q_j – обобщенная координата механической системы (механизма), однозначно определяющая положение механизма в любой момент времени t ; $\dot{q}_j = \frac{dq_j}{dt}$ – обобщенная скорость; T – кинетическая энергия механической системы (механизма); Q_j – обобщенная сила механической системы (механизма), соответствующая обобщенной координате q_j , ($j=1,2,3\dots k$).

Теоретические исследования проводились в следующем порядке:

- выбор расчетной схемы рычажной системы;
- определение действующих нагрузок;
- определение точки приложения нагрузок;
- обоснование допущений;
- далее теоретические исследования поведения системы, определение зависимостей поведения данной системы от входных параметров и параметров самой системы.

В докладе приводятся, результаты теоретических, стендовых и промышленных исследований вибратора. Экспериментальные исследования подтверждают результаты теоретических исследований. Рычажные механизмы, соединенные с клапаном позволяют создать вибраторы частотой 5...15 Гц, амплитудой давления жидкости до 3 МПа.

ПРОБЛЕМЫ АЭРОДИНАМИКИ ВОЗДУХООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ

КОСАРЕВ Н. П., ТИМУХИН С. А., ПОТАПОВА А. С., КАМЫШЕВА Н. Е.
Уральский государственный горный университет

К началу XXI века уровень развития теории аэродинамики техногенных процессов горного производства позволил достаточно успешно решать целый ряд прикладных задач, связанных, главным образом, с аэрологией подземных горных предприятий. При этом основные проблемы аэрологии открытых горных производств (ОГП) остались практически переменными, несмотря на значительный объем прикладных исследований и разработок, выполненных в этом направлении.

Одной из главных причин этого явился неправомерный выбор струйного способа проветривания карьеров в качестве основного и безальтернативного. В основе этого направления, получившего преобладающее развитие, лежит использование энергии свободных турбулентных струй для выноса загрязненного воздуха за пределы карьерного пространства.

В результате многолетних экспериментальных и теоретических исследований полная неэффективность струйного способа в качестве средства общекарьерного воздухообмена стала очевидной. В связи с этим его сторонниками в настоящее время ставится вопрос вообще об отказе от искусственного проветривания карьеров, (что означает отказ от струйного способа проветривания, поскольку другие альтернативные способы даже не рассматривались).

Основной причиной такой тупиковой ситуации в области аэрологии ОГП является, по-нашему мнению, отсутствие серьезных обобщающих исследований аэродинамики воздухообменных процессов больших объемов открытых карьерных пространств.

Кроме того, подавляющее большинство экспериментальных и теоретических исследований выполнялись на принципе одного, реже группы карьеров без установления общих закономерностей естественного и искусственного воздухообмена (или их сочетания) больших объемов выработанных карьерных пространств.

На примере Коркинского угольного карьера приведены результаты достаточно обширных экспериментальных наблюдений повторяемости штилей в нижней части карьера в зависимости от скорости воздуха на поверхности. Однако использование этих результатов для условий других карьеров вряд ли может быть рекомендовано без соответствующих экспериментальных корректировок.

То же самое можно сказать и в отношении визуального установления фиксируемой длины распространения пылегазового облака, образующегося от взрывных работ на карьерах Кривбасса и т. д.

В отношении результатов теоретических исследований могут быть также сделаны аналогичные выводы. Проанализируем зависимость времени проветривания взорванного блока и прилегающих к нему участков, полученную для условий карьеров Кривбасса.

$$t_{\text{пр}} = \left[44 + 0,64A - 4U + 0,6T - 0,6(P - P_n) + 0,3\text{щ} + f \right] \cdot 1,25 \sqrt{k_{\text{ВВ}}} \cdot \frac{n}{m}, \quad (1)$$

где A – количество одновременно взрываемого ВВ; U – скорость воздуха в районе блока; T – температура воздуха; P, P_n – фактическое и нормальное давления; ω – относительная влажность воздуха; f – коэффициент крепости пород; $k_{вв}$ – коэффициент, учитывающий вид ВВ; n – коэффициент условий взрывания; m – коэффициент проветривания.

Экспериментальные данные, положенные в основу этой зависимости, также требуют соответствующей корректировки применительно к условиям других карьеров.

Полученная аналитическим путём зависимость времени проветривания справедлива только для совершенно определенных условий: котлообразная и симметричная относительно вертикальной оси карьера форме его поперечного сечения; способ проветривания – струйный; источник тяги расположен в центре нижней части карьера; источник создаёт вертикальную восходящую струю.

$$t_{пр} = \frac{\text{ctg}^2 \delta \cdot H^2 + 4r \text{ctg} \delta \cdot H + 2r^2 \cdot \ln\left(\frac{\delta \cdot H}{0,145 \cdot D_0} + 1\right)}{2,77 \frac{\alpha}{D_0} \cdot Q_0}, \quad (2)$$

где α – угол уклона бортов карьера; H – высота уровня загрязнения от низа карьера; r – расстояние от борта карьера до оси источника вертикальной струи; D_0 – диаметр винта, создающего струю; Q_0 – начальный расход воздуха.

Следовательно, любое отступление от этих условий приводит к необходимости внесения соответствующих корректив в данное выражение.

Таким образом, анализ современного состояния исследований в области аэрологии ОГП показывает необходимость дальнейшего развития теории аэродинамики воздухообменных процессов больших объёмов открытых карьерных пространств.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ГЕОМЕХАНИЧЕСКИМ СОСТОЯНИЕМ МАССИВА ПРИ ОТРАБОТКЕ МОЩНЫХ РУДНЫХ МЕСТОРОЖДЕНИЙ С УПЛОТНЕННОЙ ЗАКЛАДКОЙ

АГЛЮКОВ Х. И.

Магнитогорский государственный технический университет им. Г. И. Носова

По характеру геомеханических процессов, происходящих при отработке рудных месторождений, можно условно разделить их на две группы с точки зрения преследуемой главной цели. В первом случае преследуется цель погашения выработанного пространства путём обрушения пород налегающего массива. Развитие процессов разупрочнения рассматривается как позитивный фактор. Чрезмерная устойчивость подработанного массива в этом случае создаёт дополнительные проблемы, в частности, необходимость принудительного обрушения пород налегающего массива. Во втором, напротив, преследуется цель минимизации негативного воздействия горных работ на разупрочнение массива. В этом случае принятые технологии отработки должны исключать зарождение очагов разупрочнения на ранней стадии отработки месторождения. Снижение фактора разупрочнения является важной причиной уменьшения накопления упругой потенциальной энергии в зонах опорного давления. Обычно данная цель достигается применением технологии со сплошной закладкой выработанного пространства твердеющей закладкой.

Для традиционной технологии с твердеющей закладкой характерно наличие временного лага – задержки, от нескольких месяцев до нескольких лет между началом погашения выработанного пространства и нагружением искусственного массива. В значительной степени это проявляется при отработке пологопадающих и наклонных месторождений. За этот период происходит перераспределение напряжений в массиве и интенсивное накопление упругой энергии, а также первоначальное расслоение и нарушение сплошности массива. При отработке рудных тел в условиях полной подработки, или близких к полной, естественное напряжение перераспределяется и концентрируется в опорных зонах – рудных и породных разделительных целиках, концентрация напряжений в которых достигает $3 \gamma H$ и более, создавая тем самым, тяжелые условия поддержания подготовительных выработок. Твердеющая закладка не создает нужного подпора висячему боку на самом начальном этапе процесса разупрочнения массива при наклонном падении залежи. Обычно, все действия по предотвращению негативных последствий сводятся к борьбе со следствиями явления (усиленное крепление выработок, бурение разгрузочных скважин, создание разгрузочных щелей и прочее), а не причинами их возникновения.

Изменить роль искусственного массива как активного несущего элемента возможно при использовании технологии отработки со сплошной уплотнённой породно-твердеющей закладкой выработанного

пространства. В основе технологии лежит слоевая система разработки со сплошной выемкой, восходящим порядком отработки запасов и породной закладкой с использованием технологии динамического механизированного уплотнения. Уплотнённые породно-твердеющие массивы обладают высокой плотностью укладки – практически до естественного нетронутого состояния и устойчивостью вертикальных обнажений не менее 10 м. Следует отметить, что, несмотря на примерно равную пустотность твердеющей закладки и уплотнённой – от 2 до 5 %, это качественно разная пустотность. Природа остаточной пустотности уплотнённой закладки обусловлена процессами уплотнения и переуплотнения в результате воздействия значительных динамических нагрузок в условиях объёмного сжатия. Структура уплотнённого массива сродни предварительно напряжённой сотовой конструкции. Твердеющая закладка, напротив, представляет собой разгруженную конструкцию и деформации её при напряжениях, соизмеримых с давлением налегающей толщи пород на глубине 300-400 м, составят не менее 3 %. Твердеющая закладка не воспринимает горное давление на начальном этапе отработки до тех пор, пока параметры подработки не превысят предельные устойчивые пролёты обнажений.

Технология с уплотнённой, "забитой", породно-твердеющей закладкой позволяет изменить роль искусственного массива как действенного инструмента управления горным давлением. Уплотнённая закладка начинает воспринимать горное давление практически сразу в процессе его возведения, является активным несущим элементом в силу специфики её уплотнения. Роль уплотнённого искусственного массива сводится не к пассивному "ожиданию" увеличения размеров подработки, а "упреждающему" воздействию на неблагоприятное развитие геомеханической ситуации.

Технология возведения уплотнённого искусственного массива позволяет практически без промедления использовать энергию уплотнения с целью компенсации накопления упругой энергии налегающего массива. Уплотнённый искусственный массив в этом случае является активным несущим элементом и воспринимает давление пород всяческого бока сразу на этапе очистной выемки. Разработанный способ управления горным давлением с уплотнённой закладкой принципиально отличается от технологии литой монолитной закладки. Возведение породной закладки с динамическим уплотнением создает предварительное напряженное состояние, близкое по величине давлению налегающего массива на глубинах до 350-400 м, и компенсирует значительную часть горного давления. Коэффициент концентрации напряжений в опорной зоне не превышает $1,2 \gamma H$, а ширина зоны разгрузки в уплотнённом массиве – не более 70 м при достижении полной подработки.

АЭРОДИНАМИКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОТОКОВ ВИХРЕВОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

КОПАЧЁВ В. Ф.

Уральский государственный горный университет

Одним из перспективных методов регулирования центробежных вентиляторных установок, обеспечивающих глубокое оперативное регулирование для достижения необходимых суточных графиков нагрузки главной вентиляторной установки, является энергетический метод закручивания воздушного потока на входе в рабочее колесо.

Активное управление течением в проточной части рабочего колеса основано на использовании энергии части потока воздуха, находящегося в спиральном кожухе вентилятора. Наиболее эффективным является сочетание существующих способов регулирования и энергетических методов управления циркуляционным обтеканием лопаток рабочих колес. В этом случае регулирование режима работы установки осуществляется комбинированным способом: поворотом лопаток осевого направляющего аппарата и изменением величины кольцевой щели между входным коллектором и регулирующим патрубком вихревого направляющего аппарата.

Рассмотрим взаимодействие потоков проходящих через проточную часть вентилятора и элементы регулировочных устройств. Полный воздушный поток поступает к входному коллектору вентилятора, затем последовательно проходит через осевой направляющий аппарат, вихревой направляющий аппарат, поступает в рабочее колесо и нагнетается в спиральный корпус.

В вихревом направляющем аппарате происходит взаимодействие двух потоков – основного φ_0 , поступающего в рабочее колесо через входной патрубок и осевой направляющий аппарат, и управляющего φ_1 , поступающего из полости спирального корпуса. Управляющий поток находится в движении в сторону вращения рабочего колеса и приводит к смещению вектора скорости закручивания смешанного потока, подаваемого на лопатки рабочего колеса вентилятора. Управление степенью закрутки смешанного потока осуществляется изменением кольцевой щели вихревого направляющего аппарата. При этом коэффициент теоретического давления \bar{H}_T , развиваемый вентилятором, можно определить следующим образом:

$$\bar{H}_T = \bar{G}_2 - \bar{G}_{1OA} - \bar{G}_{2BA} - \Delta\bar{H}_K - \Delta\bar{H}_{КОР} - \Delta\bar{H}_{ОА} - \Delta\bar{H}_{ВА},$$

где $\bar{\Gamma}_2$ - отвлеченная циркуляция на выходе из рабочего колеса при работе с направляющими аппаратами; $\bar{\Gamma}_{1OA}, \bar{\Gamma}_{2BA}$ - отвлеченная циркуляция осевого и вихревого направляющих аппаратов, соответственно; $\Delta\bar{H}_K$ - коэффициент потерь давления в рабочем колесе при работе с направляющими аппаратами; $\Delta\bar{H}_{KOP}$ - коэффициент потерь давления в спиральном корпусе; $\Delta\bar{H}_{OA}$ - коэффициент потерь давления в осевом направляющем аппарате; $\Delta\bar{H}_{BA}$ - коэффициент потерь давления на создание управляющей струи в вихревом направляющем аппарате.

Параметр, связывающий отвлеченную циркуляцию осевого направляющего аппарата $\bar{\Gamma}_{1OA}$ и коэффициент потерь давления в нем, вызванных дроссельным эффектом, называется коэффициентом качества:

$$k_{KOA} = \frac{\bar{\Gamma}_{1OA}}{\zeta_{OA}},$$

где $\zeta_{OA} = f(\Delta\bar{H}_{OA})$ - коэффициент сопротивления осевого направляющего аппарата, определяемый экспериментальными исследованиями.

Аналогично характеризуется вихревой направляющий аппарат:

$$k_{KBA} = \frac{\bar{\Gamma}_{1BA}}{e_{BA}},$$

где $e_{BA} = f(\Delta\bar{H}_{BA})$ - коэффициент энергетических затрат на создание управляющей струи вихревого направляющего аппарата.

Чем больше значение коэффициентов качества направляющих аппаратов, тем совершеннее направляющие аппараты.

Наивыгоднейший режим работы установки определяется экстремальными значениями вышеприведенных коэффициентов: $f(k_{KOA}, k_{KBA}) = \max$ во всей области подач вентиляторной установки.

Сочетая возможные комбинации использования осевого и вихревого направляющих аппаратов на экспериментальной установке, удалось достигнуть максимальной глубины экономичного регулирования 0,67 по давлению и 0,73 по производительности, что практически в 1,5 раза выше показателей распространенных устройств оперативного регулирования.

АНАЛИЗ АЭРОДИНАМИКИ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ МЕТРОПОЛИТЕНОВ

ТИМУХИН С. А., МАРУЦАК В. С., ЧЕРНЫШОВ Е. Н., БОГДАНОВ А. Е.

Уральский государственный горный университет

Анализ зависимости статического давления рабочего колеса воздуходувной машины от его кинематических параметров показывает, что наиболее экономичными являются рабочие колеса, в которых большая часть статического давления создается за счет центробежных эффектов (первое слагаемое выражения (1)), так как при этом не возникает потерь:

$$P_{svr} = 0,5\rho[(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)], \quad (1)$$

где P_{svr} - теоретическое значение статического давления, создаваемое в рабочем колесе; ρ - плотность воздуха; U_1, U_2 - переносные скорости воздушного потока на входе и на выходе из рабочего колеса; W_1, W_2 - относительные скорости воздушного потока на входе и выходе из рабочего колеса.

Статическое давление, создаваемое за счет торможения потока в межлопаточных каналах рабочего колеса (второе слагаемое в выражении (1)), сопровождается неизбежными потерями, поэтому действительное приращение статического давления будет меньше рассчитанного по (1). Следовательно, при проектировании рабочих колес турбомашин для повышения их экономичности необходимо стремиться к увеличению той доли составляющей статического давления, которая создается за счет центробежных эффектов.

Так как проектирование осевых воздуходувных машин, в том числе и вентиляторов для метро и тоннелей, осуществляется в настоящее время на основе обеспечения приближенного радиального равновесия в лопаточных венцах рабочих колес, составляющая статического давления от центробежных сил незначима и практически все давление создается за счет торможения относительного потока. Этим объясняется большой

диаметр втулок рабочих колес ($\bar{d} = 0,6$) и принципиально более низкий уровень экономичности осевых

вентиляторов в сравнении с центробежными (максимальный статический КПД меньше на 6-8 % для крупных типоразмеров шахтных вентиляторов).

Значительный диаметр втулок рабочих колес ($\bar{d} = 0,6$), приемлемый для шахтных условий, требующих достаточно высоких значений статического давления, мало приемлем для вентиляторов метрополитенов и тоннелей, так как они должны обеспечивать значительные подачи при сравнительно небольших давлениях. Поэтому дальнейшее конструктивное совершенствование осевых воздухоудных машин, в том числе и вентиляторов метро и тоннелей, должно идти по пути отказа от принципа радиального равновесия потока к более полному использованию центробежных сил, неизбежно возникающих в рабочих колесах машин при их вращении, что означает на практике переход к осерадиальным вентиляторам, т. е. к машинам смешанного принципа действия. Аналогичные выводы сделаны также в работе [1].

Для конструктивной оптимизации проточной части вентиляторов в этом случае необходимо установить закон смещения потока воздуха в радиальном направлении, зависящий, в свою очередь, от текущего значения радиальной скорости смещения.

В общем случае значение этой скорости в момент времени i на бесконечно малом отрезке времени dt :

$$V_i = \frac{F_{ц}}{c \cdot V_{лв}} \cdot dt, \quad (2)$$

где $V_{лв}$ – объем воздуха в межлопаточных каналах рабочего колеса; $F_{ц}$ – центробежная сила, действующая на поток воздуха в межлопаточных каналах.

Данная сила определяется скоростью закручивания C_u в рабочем колесе:

$$F_{ц} = \frac{c \cdot V_{лв} \cdot C_{ui}^2}{R_{ср}}, \quad (3)$$

где $R_{ср}$ – средний радиус лопаток рабочего колеса.

С учетом (2) и (3) каждому i -тому значению скорости закручивания будет соответствовать i -е значение радиальной скорости смещения:

$$V_i = \frac{C_{ui}^2}{R_{ср}} \cdot dt. \quad (4)$$

Зная закон изменения скорости закручивания для каждой линии тока воздушной струи от втулки до конца лопаток и время прохождения потоком лопаток, можно определить величину радиального смещения потока L_p в межлопаточном канале рабочего колеса на любой момент времени и, следовательно, проследить траекторию движения частиц через проточную часть машин (рабочее колесо и спрямляющий аппарат).

Очевидно, что эти траектории для струек воздуха у втулки и у корпуса вентилятора будут являться основой геометрической оптимизации проточной части осерадиальных воздухоудных машин.

В работе [2] изложена сущность методики компьютерного пошагового определения скорости закручивания потока при его взаимодействии с лопатками рабочего колеса и спрямляющего аппарата и приведены графические зависимости $C_u = f(t)$ и $L_p = f(t)$ для конкретного примера, позволяющие сделать первоначальный вывод о том, что оптимальная геометрическая форма втулки рабочего колеса и корпуса вентилятора имеет нелинейный характер.

Реализация предложенного подхода позволит перейти к рабочим колесам с меньшим диаметром втулок ($\bar{d} = 0,3-0,4$), что особенно важно для вентиляторов метро и тоннелей. Однако в этом случае не должны быть снижены реверсивные свойства таких колес (коэффициент реверсивности не менее 0,8).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
2. Шантарин С. С., Тимухин С. А., Иванов В. А. Известия Уральского государственной горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика, 2003. Вып.16. – С. 137-140.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНО-КЛЕТЕВЫХ ПОДЪЕМНИКОВ ДЛЯ ГЛУБОКИХ КАРЬЕРОВ

ПОПОВ Ю. В.

Уральский государственный горный университет

Автомобильно-клетевые подъемники предназначены для подъема груженых большегрузных (грузоподъемностью 80-110 тонн) автосамосвалов из карьера и спуска порожних автосамосвалов в карьер.

Рядом исследований, проведенных специалистами Свердловского горного института, институтов "Унипромедь", "Сибцветметниипроект", Геотехнической механики АН Украины в 90-х годах прошлого века доказано, что автомобильно-клетевые подъемники являются более прогрессивными по сравнению со скиповыми подъемниками. Однако, весьма значительные массы концевой груза, необходимость устройства специальных эстакад для съезда автосамосвала с клетки и заезда его на клеть, нахождение водителя автосамосвала в кабине в период подъема на клетки диктуют нестандартные решения при проектировании всего комплекса подъемной установки.

Во-первых, массы концевой груза от 230 тонн не позволяют применить традиционные (для скиповых подъемников) барабанные подъемные машины; применение многоканатных подъемных машин со шкивами трения в их традиционном виде также невозможно; в данном случае требуется применение специальной подъемной машины с расположением канатоведущих шкивов трения на месте копровых шкивов и с двумя парами отклоняющих шкивов, расположенных в плоскости, перпендикулярной оси движения подъемных сосудов.

Во-вторых, проектирование эстакад для съезда-заезда автосамосвалов должно быть подчинено не только идее упрощения конструкций этих устройств с целью снижения капитальных затрат, но и максимально возможному сокращению времени технологической паузы между подъемными операциями.

Расчетная производительность автомобильно-клетевого подъемника определяется из выражения:

$$A = \frac{3600 \cdot N_d \cdot T_{\text{сут}} \cdot Q}{k_p \cdot (T + \theta)}, m,$$

где N_d – количество рабочих дней в году; $T_{\text{сут}}$ – продолжительность работы в смену, ч; Q – грузоподъемность поднимаемого автосамосвала, Т; k_p – коэффициент резерва производительности подъемника; T – продолжительность движения клетки, с; θ – продолжительность технологической паузы, с.

$$T = \frac{H}{v_m \cdot \sin \alpha} + v_m \cdot \frac{a_1 + a_3}{a_1 \cdot a_3}, c,$$

где H – высота подъема клетки по вертикали, м; v_m – максимальная скорость движения клетки, м/с; α – угол наклона трассы подъемника, град; a_1 и a_3 – соответственно, ускорение и замедление движения клетки, м/с²;

В-третьих, перемещение столь значительных масс со скоростями 5-7 м/с потребует применения электропривода мощностью минимум 7500 кВт, то есть двухдвигательного привода, что также требует нестандартных компоновочных и проектировочных решений.

ОБОСНОВАНИЕ МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ЭНЕРГОЕМКОСТИ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

МАМЕДОВ А. Ш.

Уральский государственный горный университет

Анализ условий и режимов эксплуатации водоотливных насосных установок (под термином "установка" здесь понимается неотъемлемая совокупность насоса и всего трубопроводного става с оценкой энергетической эффективности такой совокупности по общему к. п. д. установки или по ее удельной энергоемкости) шахт СУБРа показывает, что характерным для большинства насосных агрегатов (особенно с секционными насосами) является избыточная напорность насосов, приводящая к значительным потерям энергии на сливе из трубопроводных ставов. Избыточная напорность насосов, закладываемая еще при их выборе, обусловлена тем, что современные секционные насосы имеют весьма значительные напоры на одно рабочее колесо (80-120 м и более).

Реализация избыточной напорности секционных насосов для целей энергосбережения может быть осуществлена следующим образом.

При последовательном соединении 2-х однотипных насосов, расположенных на разных горизонтах (соседних ступенях водоотлива), их избыточные напорности в сумме могут превзойти напорность одного

рабочего колеса. Следовательно, возникает техническая возможность снятия одного рабочего колеса у верхнего насоса, что целесообразно, прежде всего, с точки зрения энергосбережения, т. к. снятие одного колеса у насоса типа ЦНС- 500 приводит к снижению входной мощности насоса на 160 - 170 кВт, а у насоса ЦНСГ-850 – на 420- 450 кВт. На водоотливных установках СУБРа (ОАО "Сеуралбокситруда") подобное соединение насосов принципиально возможно в нескольких случаях. Например, по каскаду насосов типа ЦНС-500 (насосные камеры гор.- 500 м и гор.-140 м шахты № 14) и по каскаду насосов типа ЦНСГ- 850 (насосные камеры гор. - 740 м и гор. - 500 м шахты № 14). В первом случае избыточная напорность 2-х насосов (ЦНС-500-400 и ЦНС-500-480) составляет около 100 м, а во втором случае (насосы ЦНСГ-850-360 и ЦНСГ-850-480) – около 160 м. Следовательно, имеется полная техническая возможность снятия рабочих колес с заменой двигателей этих насосов на менее мощные. Данные каскады насосов целесообразно использовать в первую очередь в качестве потребителей – регуляторов мощности для снижения нагрузки в целом по шахте в часы максимумов электрических нагрузок в ЭЭС.

Для целей энергосбережения можно использовать также высокий уровень резервирования насосного оборудования СУБРовских водоотливов и, в частности, нагнетательных трубопроводных ставов путем включения 2-х из них (из 3-х) в параллельную работу от одного насоса. При этом потери напора в трубопроводном ставе существенно снизятся (в квадрате от скорости воды), однако возрастет мощность на зажимах электродвигателя, что в некоторых случаях может привести его к перегреву.

Использовать снижение потерь напора (энергии) в сдвоенных трубопроводных ставах можно за счет соответствующего снижения напорной характеристики и кривой мощности насоса, что наиболее просто и эффективно достигается подрезкой рабочих колес (не более 20 % по диаметру). Причем у спиральных насосов допускается подрезка всего колеса, а у секционных – только лопаток с оставлением дисков. При этом снижение входной мощности насоса N может быть определено из выражения:

$$\Delta N' = Q_1 \cdot \Delta H_{тр} \cdot \rho \cdot g / 1000 \cdot 3600 \cdot \eta_1, \text{ кВт},$$

где Q_1 , η_1 – подача и к. п. д. насоса в расчетном режиме его работы; $\Delta H_{тр}$ – снижение потерь напора в трубопроводном ставе за счет параллельного включения 2-х трубопроводов; ρ – плотность шахтной воды.

Простым и эффективным энергосберегающим мероприятием на водоотливных установках шахт ОАО "Сеуралбокситруда" может явиться также одна подрезка рабочих колес как спиральных, так и секционных насосов. Величина подрезки должна устанавливаться индивидуально по каждой насосной камере и типу насоса. Снижение входной мощности за счет подрезки 2-х рабочих колес, например, насоса ЦНСГ-850-360 (углубочный уклон ш. "Черемуховская", гор. 680 м.) составляет около 280 кВт, что свидетельствует о целесообразности таких мероприятий.

Следовательно, при формировании суточных графиков работы насосных агрегатов основное участие в работе насосных станций следует уделять менее энергоемким насосам, оставляя остальные как более энергоемкие в качестве резервных.

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

МАМЕДОВ А. Ш., СИМИСИНОВ Д. И.

Уральский государственный горный университет

В структурной схеме безотказности водоотливной установки, согласно формулировке отказа, основные узлы соединены между собой последовательно: водосборник, насос (вал, рабочие колеса, подшипники, разгрузочное устройство, уплотнительные кольца), трубопровод (фланцевое соединение, приемное устройство), поскольку отказ любого из этих элементов приводит к отказу всех установки.

Наиболее слабым элементом насоса является подшипник, у которого наибольшая интенсивность отказов. Выход из строя подшипников обусловлен несколькими причинами: исключительно большим числом пусков, достигающим у отдельных насосов 1100 в год; прогибом вала; чрезмерным смещением ротора насоса в сторону всасывания; износом уплотнений; завышенным числом ступеней и случайных нагрузок. Существенное влияние на отказ подшипников оказывает работа насоса на загрязненной шахтной воде, при которой значительно увеличивается внутреннее сопротивление всасывающего трубопровода и приемной сетки, что приводит к кавитации.

Проблема повышения надежности нагнетательных трубопроводов, от безотказности работы которых зависит бесперебойная работа водоотливных установок, чрезвычайно важна.

Основные термины и понятия теории надежности, используемые на практике, могут быть сформулированы следующим образом.

Работоспособность насосной станции – это состояние, при котором станция способна выполнять заданные функции с параметрами (подача, напор, КПД), установленными техническими требованиями.

Неисправность – состояние насосной станции, при котором она не соответствует хотя бы одному из требований.

Отказы могут быть постепенными и внезапными. Постепенные отказы обычно вызываются износом отдельных элементов или деталей. Например, износ подшипников в результате трения и др. В результате постепенного износа, как правило, наблюдается снижение КПД насоса с течением времени. В некоторой мере такие отказы закономерны, их можно предвидеть, т. е. с какой-то точностью предсказать. Внезапные отказы являются случайными. Их появление характеризуется скачкообразным и внезапным изменением одного или нескольких из контролируемых параметров. Следует также иметь в виду, что отказы, вызывающие нарушение работоспособности насосной станции, могут наблюдаться не только в результате различных повреждений и аварий отдельных элементов самой станции (внутренние отказы), но и в результате внешних причин (внешние отказы), как например, прекращение подачи электроэнергии в результате аварий в энергосистеме, повышение или снижение уровня воды в водосборнике, резкое ухудшение качества воды (загрязнение абразивными и твердыми инстанциями).

Наработка – представляет собой продолжительность или объем работы насосной станции. В процессе эксплуатации обычно различают суточную, месячную или годовую наработку, наработку до первого отказа, наработку между отказами и др.

Безотказность – свойство насосной станции сохранять работоспособность в течение некоторой наработки без внутренних перерывов.

Среднее время восстановления – представляет собой среднее время вынужденного нерегламентированного простоя, вызванного выявлением и устранением одного отказа.

Срок службы – календарная продолжительность эксплуатации до момента возникновения предельного состояния. Различают срок службы до первого капитального ремонта, срок службы между капитальными ремонтами и др. Вероятность безотказной работы – $P(t_p)$ есть вероятность того, что при эксплуатации насосной станции за определенный заданный промежуток времени t_p не произойдет ни одного отказа. При практических расчетах вероятность безотказной работы может быть определена по формуле [1]:

$$P(t_p) \approx [N_0 - n(t_p)] / N_0,$$

где N_0 – число (агрегатов) насосной станции в начале эксплуатации; $n(t_p)$ – число узлов (агрегатов), отказавших в течение времени t_p .

Частота отказов $f(t)$ есть отношение числа отказавших узлов (агрегатов) в единицу времени (месяц, год и т. д.) к первоначальному числу эксплуатируемых узлов (агрегатов) при условии, что отказавшие узлы не заменяются новыми и не восстанавливаются. Интенсивность отказов $\lambda(t)$ есть отношение числа отказавших узлов (агрегатов) в единицу времени к среднему числу узлов, продолжающих интенсивно работать.

Средняя наработка на отказ представляет собой среднеарифметическое время безотказной работы узла (агрегата) станции между соседними отказами:

$$t_o = (t_1 + t_2 + \dots + t_n) / n = \sum_{i=1}^n t_i / n,$$

где t_1 – время безотказной работы до первого отказа; t_2 – время работы между первым и вторым отказом; t_n – время работы между $(n-1)$ -м и n -м отказом; n – число отказов за время эксплуатации; t_i – время безотказной работы до i -го отказа.

Средняя наработка на отказ характеризует повторяемость отказов узла (агрегата) при условии, что он восстанавливается (ремонтируется). Поэтому первоначальное число узлов (агрегатов) остается постоянным.

Коэффициент готовности K_r представляет вероятность того, что в произвольно взятый момент времени агрегат (насосная станция) находится в работоспособном состоянии в установившемся режиме эксплуатации, он равен:

для агрегатов

$$K_r = t_o / (t_o + t_{\text{рем}}),$$

для станции в целом

$$K_r^{\text{СТ}} = \sum_{i=0}^{N_0} t_{o,i} / \sum_{i=1}^{N_0} (t_o + t_{\text{рем}}), i,$$

где $t_{\text{рем}}$ – средняя продолжительность ремонта.

На основе этих данных подсчитываются показатели надежности эксплуатации агрегатов и станции в целом, разрабатываются мероприятия по повышению надежности эксплуатации и производится оценка эффективности этих мероприятий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамов Н. Н. Надежность водопроводных сетей. – М.: Стройиздат, 1985. – С. 231.
2. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 74.

ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ НАСОСНО-ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ ПО ПАРАМЕТРАМ ВИБРАЦИИ КОРПУСА НАСОСА И ТРУБОПРОВОДОВ

ИСАКОВ С. Н., САННИКОВ А. А.

Уральский государственный лесотехнический университет

При откачке воды из шахт используются насосно-трубопроводные системы, состоящие из нескольких насосных установок и сотни метров труб, соединяющих их. В этих установках используются центробежные насосы. Насос генерирует пульсации давления перекачиваемой среды и вибрацию труб на весь трубопровод. Пульсация давления резко увеличивается при волновых резонансах, а вибрация труб – при механических резонансах. При диагностировании насосно-трубопроводных систем информацию об их техническом состоянии дают вибрация корпуса насоса и трубопроводов, а также пульсация давления перекачиваемой жидкости. Причем измерение пульсации давления при диагностировании является трудноосуществимой технологической операцией. Но пульсация жидкости и вибрация трубопроводов неразрывно связаны и имеют, как правило, одинаковый частотный состав. В работе приводятся результаты диагностирования технического состояния насосно-трубопроводных систем по параметрам вибрации корпусов насосов и трубопроводов.

Пульсация давления и вибрация возникают на "оборотных" и им кратных частотах, которые определяются частотой вращения ротора, а также на "лопастных" и им кратных, которые зависят от частоты вращения и количества лопастей. Рассогласование привода насоса приводит к пульсациям на двойной оборотной частоте, а кавитация – на нескольких частотах, кратных оборотной, а также на собственной частоте колебаний трубопроводов.

Следует заметить, что при работе на смесях, включающих твёрдые частицы с плотностью, большей плотности воды, кавитационные свойства центробежных насосов ухудшаются.

Вибрация и пульсация давления могут возбуждаться насосом по следующим причинам: неуравновешенность ротора; несоосность роторов двигателя и насоса; биение крыльчатки; разница в объёме карманов между лопастями; разница окружных шагов лопастей.

Уменьшить более чем вдвое пульсации давления стандартных насосов позволяет специальная обработка ротора: шлифование его поверхности; ликвидация отклонения от геометрии лопастей (выступы, впадины); обеспечение соосности на поверхностях впускного отверстия, ступицы, внешнего диаметра, внутреннего и внешнего обода; оптимальная геометрия улитки. Центровка насоса позволяет снизить вибрацию в 5-7 раз, а пульсации давления – в 2-3 раза.

Неполная загрузка насоса и обратные течения в проточной части также вызывают пульсацию, как и малый напор на всасывающей линии. Частота пульсации давления при этом будет меньше оборотной, могут возникать удары.

Минимальные пульсации наблюдаются при работе насоса с максимальным коэффициентом полезного действия (по его характеристике), а так же при наличии подпора на всасывании.

ПРИЧИНЫ, ВЫЗЫВАЮЩИЕ КАВИТАЦИЮ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

СТЕБАКОВ С. С., МАМЕДОВ А. Ш.

Уральский государственный горный университет

Кавитация – это гидродинамическое явление, зависящее от физических свойств жидкости и гидродинамических качеств рабочих органов гидравлических машин, к которым относятся центробежные и осевые насосы.

При работе насоса с большой высотой всасывания при входе в первую ступень происходит частичное выделение воздуха, растворенного в воде, и тем больше, чем больше разрежение. Выделение газа из воды (главным образом кислорода и углекислоты) способствует химическому разрушению металла насоса. Кроме этого, частичное разрушение деталей насоса объясняется электролитическим взаимодействием солей и кислот, имеющихся в воде, с металлом, из которого изготовлены эти детали. Однако основное разрушающее действие при работе насоса с чрезмерно большой высотой всасывания оказывает кавитация.

Сущность кавитации состоит в процессе образования парогазовых (паровых) пузырьков в местах наименьших давлений с последующим уничтожением пузырьков пара (конденсацией) при переходе их в область повышенных давлений.

При понижении давления в жидкости до величины упругости ее паров при данной температуре в жидкости начинается парообразование. Выделяющийся пар вместе с газом образует пустоты, в конечном счете нарушающие сплошность потока и ведущие к срыву работы насоса. Возникающие парогазовые пустоты увлекаются потоком в область с более высоким давлением, где они мгновенно конденсируются.

Частицы жидкости, заполняющие полость конденсирующегося пузырька, движутся к его центру со значительными скоростями. В момент разрушения пузырька происходит местный гидравлический удар, поскольку кинетическая энергия частиц воды переходит в энергию упругой деформации. Повышается и температура жидкости. При весьма незначительной деформации, которую имеет вода, образующееся местное повышение давления волнообразно падает и нарастает, местные гидравлические удары повторяются десятки тысяч раз в секунду, а величина давления при этом по подсчетам достигает порядка 1500 атмосфер, а в отдельных случаях – миллионов атмосфер.

Местные гидравлические удары, возникающие при кавитации, создают главным образом эрозионные разрушения, т. е. чисто механическое воздействие частиц воды на материал насоса.

Явление кавитации обычно сопровождается характерным шумом и вибрацией насоса. Эрозионное разрушение металла насоса при кавитации способствует коррозионному действию, поскольку образующаяся защитная пленка окислов при кавитации разрушается, обнажая поверхность металла для дальнейшего процесса коррозии.

Почти все насосы, имеющие высоту всасывания, превышающую рекомендуемую заводом-изготовителем, работают в зоне кавитации или непосредственно вблизи ее.

Развитая кавитация может привести к разрушению входной части рабочего колеса и корпуса насоса.

Суперкавитация приводит к уменьшению производительности, напора и к. п. д. насоса, а затем и к полному срыву его работы. При этом возникает значительный шум и вибрация агрегата. Эксплуатация насоса должна быть немедленно прекращена.

При обследовании насоса следует различать разрушения, вызванные кавитацией, коррозией и абразивным износом. Коррозия является следствием химического и электролитического воздействия сред на металл, а абразивный износ – результат отрыва частиц металла твердыми частицами, попадающими в перекачиваемую жидкость.

Кавитации способствует и нарушение основного притока струей воды, выходящей из разгрузки нагнетательного сальника.

Утечки через уплотнение и разгрузку сальника направлены по отношению к основному потоку под прямым углом, что усиливает их возмущающее действие.

Для защиты от кавитации необходим правильный выбор насоса по подаче, которая не должна быть больше, чем это допускается областью промышленного использования. С увеличением подачи потеря напора возрастает в квадратной зависимости. При снижении подачи можно добиться путем регулирования режима работы по частоте вращения в сторону ее снижения уменьшения числа рабочих колес или нарезкой лопаток рабочего колеса по их периферии. Эффективным способом защиты от кавитации оказывается повышение давления потока перед входом в рабочее колесо путем впуска во всасывающий трубопровод струи воды из напорного трубопровода при перепуске воды с верхнележащего горизонта. При установке нового насоса необходимо обратить внимание на состояние входных кромок лопаток, зачистку и обработку после литья. В случае необходимости следует тщательно закруглить кромки и убрать дефекты изготовления.

За последние годы в мировой практике защиты от кавитационно-абразивной эрозии деталей гидравлических машин проведено много исследований, направленных на повышение их стойкости.

РЕИНЖИНИРИНГ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ РУДНИЧНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

МИНЯЕВ Ю. Н., ДМИТРИЕВ В. Т., МОЛОДЦОВ В. В., УГОЛЬНИКОВ А. В.

Уральский государственный горный университет

Результаты исследований эффективности работы стационарных компрессорных установок (СКУ) показали, что на большинстве предприятий они работают при пониженной по отношению к паспортной производительности и завышенном удельном расходе электроэнергии. В результате снижения производительности СКУ и утечек в сети снижается давление сжатого воздуха у потребителей, вследствие чего фактическая мощность пневматических двигателей оказывается на 30-50 % ниже номинальной.

Сформулированная проблема относится к слабо формализованным (soft problems, ill-defined problems). Для разрешения она должна быть приведена к виду, когда проблема становится задачей выбора подходящих средств для достижения заданных целей.

Требуется обеспечить наиболее эффективное использование СКУ в предвидимых реальных условиях работы.

Предвидимые условия характеризуются:

- ростом тарифов на электроэнергию;
- повышением требований к стабильности давления сжатого воздуха у потребителей, а также к содержанию в нем пыли, влаги и масел (повышенное содержание лаги и масел приводит к туманообразованию и ухудшению санитарно-гигиенических условий для технологического персонала).

Кроме того, эксплуатация СКУ связана с наличием производственного риска, обусловленного выполнением плана по объему сжатого воздуха, а также наличием аварийных ситуаций, обусловленных:

- нарушением герметичности соединений коммуникаций, по которым транспортируется сжатый воздух;
- образованием и возможностью самовозгорания нагаромазляных отложений в воздушных коммуникациях, которое может привести к детонационному взрыву.

Разрешение поставленных проблем требует реинжиниринга, т. е. оптимального перепроектирования существующего технологического комплекса, эффективность функционирования которого из-за изменения внешних условий оказывается существенно ниже проектной.

Методической основой реинжиниринга является решение оптимизированных задач, позволяющих найти технические решения, наилучшие с точки зрения соотношения эффективность-затраты.

ПРИМЕНЕНИЕ БЕЗРЕДУКТОРНОГО ПРИВОДА ПЕРЕМЕННОГО ТОКА В МЕХАНИЗМАХ ЭКСКАВАТОРА-ДРАГЛАЙНА

МАЗИТОВ А. А.

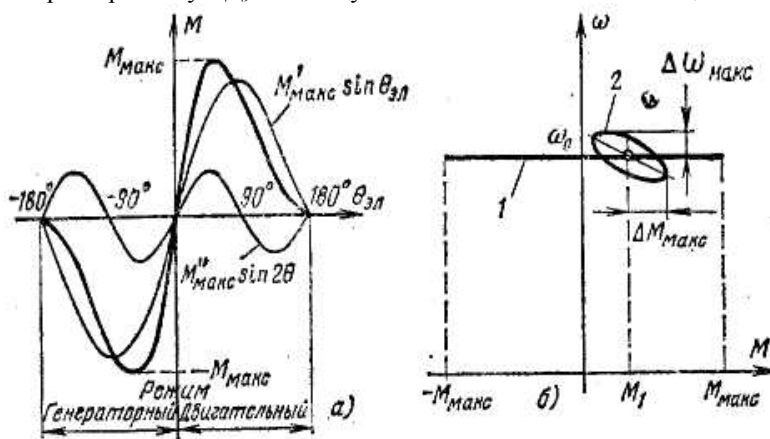
Уральский государственный горный университет

В новом столетии становится актуальной задача использования надежных и энергосберегающих двигателей. К таким электродвигателям относится привод переменного тока, имеющий очевидные преимущества перед приводом постоянного тока. Замена в механизмах драглайна двигателей постоянного тока на регулируемые двигатели переменного тока до сегодняшнего дня практически сдерживалась отсутствием простых, надежных и дешевых тиристорных преобразователей частоты. Но рост цен на энергоресурсы и снижение стоимости силовых элементов автономных инверторов тока и напряжения делают сейчас экономически обоснованным такой переход. Однако, как показал опыт применения асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором в механизмах экскаватора-драглайна, одновременно с заменой ДПТ выросло передаточное число редуктора и массогабаритные показатели. Причиной этого стала нецелесообразность снижения номинального числа оборотов асинхронного двигателя до уровня двигателя постоянного тока, поскольку с увеличением числа полюсов растет реактивная мощность, что делает нерациональным выполнение АД КЗР на эту частоту вращения. Решение проблемы большого веса редуктора было в переходе на безредукторный привод. Из известных двигателей переменного тока обеспечить малое номинальное количество оборотов в минуту без потребления реактивной мощности могут многополюсные синхронные двигатели (вентильный двигатель). До настоящего времени применение его в качестве привода механизма драглайна не рассматривали, поскольку СД имели сложную систему пуска и при ударных нагрузках выходили из синхронизма.

Данная работа исследует возможность применения СД с преобразователем частоты в качестве безредукторного привода механизма тяги ковша драглайна. Для анализа переходных процессов СД используем вращающуюся со скоростью ротора систему координат (d, q) . Приближенное уравнение динамической механической характеристики может быть получено с помощью угловой статической характеристики двигателя, для получения которой примем $d\Psi_{1d}/dt = d\Psi_{1q}/dt = d\Psi_B/dt = 0$; $\omega_{эл} = \omega_{0эл}$, пренебрежем активным сопротивлением статора $R_1 \approx 0$, будем считать, что обмотка возбуждения получает питание от источника тока и во всех режимах $i_e = -I_e = \text{const}$, и запишем уравнение с учетом того что для явнополюсного ротора $L_{1d} \neq L_{1q}$ и $L_{12d} \neq L_{12q}$:

$$\left. \begin{aligned} u_d &= U_{1\max} \sin \text{иЭЛ} = -\omega_0 \text{ЭЛ} L_{1q} I_{1q} = -x_{1q} I_{1q} \\ u_q &= -U_{1\max} \cos \text{иЭЛ} = \omega_0 \text{ЭЛ} L_{1d} I_{1d} - \omega_0 \text{ЭЛ} L_{12d} I_{1B} = x_{1d} I_{1d} - E_{\max} \\ M &= U_{1\max} E_{\max} \text{иЭЛ} / \omega_0 x_{1q} + U_{1\max}^2 (1/x_{1q} - 1/x_{1d}) \sin 2\text{иЭЛ} / 2\omega_0 \end{aligned} \right\}$$

Из уравнения можно видеть: применение автоматического регулирования возбуждения СД увеличивает кратность максимального момента: в установившемся режиме – до 3,5, в режиме ударных нагрузок – до 5. Это позволяет использовать СД в приводе тяги ковша, характеризующейся резкопеременной нагрузкой. При проектировании СД выбирается по среднеквадратичному моменту на валу, независимо от режима нагрузки. Выбранный таким образом СД обеспечивает необходимую перегрузочную способность. Рассмотрение рис. а позволяет заключить, что реактивный момент увеличивает крутизну рабочего участка угловой характеристики и несколько повышает перегрузочную способность двигателя. Также видно из уравнения, что реактивный момент, зависящий от квадрата напряжения, мало влияет на перегрузочную способность, а основная составляющая момента линейно зависит от напряжения, так как э. д. с. машины E определяется током возбуждения. Следовательно, перегрузочная способность синхронного двигателя менее чувствительна к понижению напряжения сети, по сравнению с асинхронным двигателем, что относится к числу его важных достоинств. Отмечу, что СД легче выполнить на повышенное напряжение, поскольку в нем можно сделать более широкие пазы, не жертвуя при этом его характеристиками, принять меньшее число пазов на полюс и фазу и тем самым увеличить расстояние между катушками в торцевых частях статора. К несомненным достоинствам следует отнести жесткую механическую характеристику СД, зависящую только от частоты питающей статор сети (рис. б).



Угловая (а) и механические (б) характеристики синхронного двигателя

Все вышесказанное доказывает не только возможность применения частотно-регулируемого СД вместо регулируемого ДПТ и АД КЗР в приводе тяги ковша драглайна, но и показывает, что частотно-регулируемый СД не будет уступать предшествующим системам привода в отношении качества и диапазона регулирования. Добавлю, что система ПЧ-СД отличается от систем ПЧ-АД, ТП-Д, простотой и надежностью в эксплуатации.

КРИТИЧЕСКИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРОВ ВЕНТИЛЯТОРОВ ДЛЯ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ ШАХТ

СЕРЕБРИЦКИЙ А. В., САННИКОВ А. А.

Уральский государственный лесотехнический университет

Для проветривания шахт используются специализированные шахтные вентиляторы центробежного типа с межопорным расположением рабочего колеса. В процессе эксплуатации этих вентиляторов нередко возникают интенсивные колебания на оборотных частотах и на частотах, кратных оборотным, преимущественно на лопастных частотах, равных произведению частоты вращения ротора на число лопаток.

Основными причинами колебаний вентиляторов являются:

- статическая и динамическая неуравновешенность ротора;
- несоосность ротора электродвигателя и вентилятора;
- кривошипный эффект муфт при неравномерном распределении нагрузки между упругими элементами муфты;

- дефекты электродвигателя, приводящие к неравномерному зазору между ротором и статором;
- недостаточная жесткость (слабина) опорной рамы вентилятора.

Интенсивность вибрации в существенной степени зависит от близкого соотношения собственных частот колебания ротора (критических частот) и рабочей частоты вращения, а также от массы фундамента вентилятора.

Для снижения виброактивности вентилятора рекомендуется расчет роторов, обеспечивающих предотвращение резонансных и околорезонансных колебаний ротора; виброизоляция вентилятора относительно поддерживающей конструкции, кроме того, рекомендуется применение самоустанавливающихся шариковых двухрядных подшипников взамен сдвоенных подшипников, или применение корпусов подшипников, связанных со станиной через шаровые опоры.

При эксплуатации вентиляторов рекомендуется применение стационарной системы виброконтроля вентилятора, например, фирмы "Диамех" при стационарной установке вибропреобразователя на подшипниковых опорах ротора.

Предполагаемый комплекс мероприятий позволит повысить надежность вентиляторов, что крайне важно для их эксплуатации при проветривании шахт.

ПРЕДПОСЫЛКИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ТРЕХШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ

СИМИСИНОВ Д. И., ВАЛУЕВ А. В., СКУЖИНСКИЙ Е. Л.

Уральский государственный горный университет

Трехшарошечное долото – сложное изделие, имеющее ограниченный ресурс. Конструкция опор содержит от 9 до 15 подшипников. Технологический процесс изготовления включает 30-40 операций механической обработки только одной секции, сложный процесс термической обработки с применением цементации. Точность изготовления, твердость и применяемые материалы строго регламентируются ОСТ. При изготовлении используются: легированные высококачественные стали (16ХНЗМА-Ш, 18ХН2МФЛ), твердые сплавы (ВК8ВК, стеллит ЗВ16К, релит АН-ЛЗ), антифрикционные цветные сплавы и др.

Все эти и многие другие особенности производства определяют довольно высокую стоимость инструмента (10-30 тыс. руб. за долото и более).

Хотя первый американский патент на буровое шарошечное долото выдан еще в 1865 г., стойкость долота остается низкой, к примеру, в среднем от 200 до 300 м по горнорудным предприятиям Урала.

Традиционно долото эксплуатируется до отказа и не подлежит ремонту по причине низкой ремонтпригодности (неразборная конструкция, сложность восстановления опор и вооружения). Однако имеются предпосылки повторного использования их после восстановления:

- в аварийном состоянии, как правило, оказывается одна опора, а остальные две опоры трехшарошечного долота остаются вполне работоспособными;

- при заклинивании подшипников в начальной стадии отказа дорожки опоры и шарошки повреждаются незначительно и подлежат восстановлению;

- вооружение штыревых долот даже заклиненной шарошки в 80% случаев сохраняется работоспособным;

- известен отечественный опыт восстановления вышедших из строя шарошечных долот по причине заклинивания подшипников, Кутузов Б. Н. ссылается на аналогичный зарубежный опыт.

Ремонт шарошечных долот можно выполнять по двум вариантам.

1. Из вышедших из строя долот вырезаются лапы с вращающимися работоспособными шарошками и после соответствующей обработки из них собираются новые долота. Так как каждое долото собирается из трех секций (лап), на цапфах которых смонтированы шарошки разные по конструкции, то для реставрации отработанные долота подбирают так, чтобы можно было собрать реставрированное долото с полным комплектом работоспособных и по вооружению и по опоре шарошек. При правильной сборке долота стойкость его незначительно отличается от нового.

2. Лапы с заклиненными шарошками разбираются путем высверливания замкового пальца и извлечения замкового ряда шариков. После этого беговые дорожки опоры и шарошки наплавляются качественными электродами в местах износа, обрабатываются на токарном станке и шлифуются. Затем на цапфу лапы монтируется шарошка на новых роликах и шариках. Стойкость таких долот также незначительно отличается от новых.

В рамках выпускных квалификационных работ инженера на кафедре эксплуатации горного оборудования разработан типовой технологический процесс восстановления шарошечных долот, выполнена

часть технологической подготовки производства и бизнес-план по организации участка восстановления шарошечных долот.

При существующих ценах на буровой инструмент, проведение восстановления шарошечных долот дает значительный технико-экономический эффект, порядка 10 тыс. руб. на восстановленное долото.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Кутузов Б. Н. Теория, техника и технология буровых работ. - М.: Недра, 1972. - 312 с.

ДЕЦЕНТРАЛИЗАЦИЯ СНАБЖЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИЕЙ ШАХТНЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

МИНЯЕВ Ю. Н., ДМИТРИЕВ В. Т., МОЛОДЦОВ В. В., УГОЛЬНИКОВ А. В.
Уральский государственный горный университет

Традиционная схема обеспечения сжатым воздухом всех шахтных пневмоприемников предполагает устройство централизованной компрессорной станции, расположенной на дневной поверхности, как правило, не слишком далеко от ствола шахты.

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

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

Устранение этих потерь может быть осуществлено децентрализацией при снабжении пневматической энергией шахтных потребителей сжатого воздуха. Для реализации этого предложения были приняты винтовые компрессоры маслозаполненного типа, которые в настоящее время являются наиболее надежными и экономичными при производстве сжатого воздуха. Но применение винтовых компрессоров в подземных условиях потребовало провести целый ряд организационно-технических мероприятий.

Рассмотрев материалы экспертизы промышленной безопасности и акт эксплуатационных испытаний винтовых компрессоров, Госгортехнадзор России выдал разрешение на применение винтовых воздушных компрессоров 6ВВ-25/9 и 6ВВ-32/7 изготавливаемых ОАО "Казанькомпрессормаш" в подземных условиях шахт ОАО "СУБР", при этом камеры для размещения компрессоров должны быть оборудованы вентилятором местного проветривания, включение которого должно предшествовать включению компрессоров. В настоящее время на ОАО "СУБР" винтовые компрессоры эксплуатируются на шахтах "Черемуховская", "14", "Кальинская".

СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К МОДЕЛИРОВАНИЮ ОСВЕЩЕННОСТИ НАРУЖНЫХ ПРОСТРАНСТВ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

ХУСАИНОВ В.Г.
Уральский государственный горный университет

Один из основных эргономических показателей экскаваторов – освещенность забоя в зоне объекта различения, т. е. поверхности забоя на уровне стоянки экскаватора на участке от 1/3 до 2/3 наибольшего радиуса копания. Освещенность зоны объекта различения регламентируется ГОСТ и должна быть не менее 75 лк, а зоны под стрелой в крайней точке черпания – не менее 10 лк.

Традиционно расчет освещенности забоя экскаватора проводили методом компоновки изолюкс. По результатам расчета определяли число осветительных приборов (ОП), которое гарантировало освещенность не ниже нормы, при этом обычно сравнивали не более двух вариантов установки прожекторов.

Основываясь на опыте расчета освещенности с помощью ЭВМ [1], разработана программа, которая позволяет устранить недостатки предыдущих подходов посредством использования хорошо знакомых инженерам приложений Excel и AutoCAD. Программа рассчитывает освещенность в любой точке зоны объекта различения экскаватора с достаточной достоверностью. Дополнительно в программу введен модуль оптимизации методом случайного поиска, в котором критерий оптимизации – нормируемая освещенность, а ограничения – координаты и углы прожекторов. Специальный модуль в AutoCAD позволяет визуально оценить рассчитанную освещенность.

Параметры расчета освещенности в ij точке зоны объекта различения:

$$\theta = \arctg \frac{\sqrt{(x_i - x_{\Pi})^2 + (y_i - y_{\Pi})^2}}{z_{\Pi}},$$

$$\sin \beta_{\Gamma} = \frac{|(x_i - x_{\Pi}) \sin \gamma_{\Pi} - (y_i - y_{\Pi}) \cos \gamma_{\Pi}|}{\sqrt{(x_i - x_{\Pi})^2 + (y_i - y_{\Pi})^2 + z_{\Pi}^2}}, \quad \beta_{\Gamma} = \arctg \frac{\sin \beta_{\Gamma}}{\sqrt{1 - \sin^2 \beta_{\Gamma}}},$$

$$\beta_{\text{В}} = \frac{\rho}{2} - \theta - \arctg \frac{(x_i - x_{\Pi}) \cos \gamma_{\Pi} + (y_i - y_{\Pi}) \sin \gamma_{\Pi}}{z_{\Pi}},$$

где θ – угол наклона оптической оси каждого прожектора к горизонту; γ – угол поворота оптической оси каждого прожектора в горизонтальной плоскости XY , отсчет проводится от оси OX ; x_i и y_j – координаты ij -й точки расчетной поверхности; x_{Π} , y_{Π} , z_{Π} – координаты прожектора; $\beta_{\text{В}}$ и β_{Γ} – углы рассеяния прожектора в вертикальной и горизонтальной плоскостях; α – угол наклона линии, направленной из точки установки прожектора в расчетную точку.

Расчет освещенности от точечного источника осуществляется по формуле [2]:

$$E_{ij} = \sum_{k=1}^n \frac{I_{ij} \cos^3 \alpha_{ij}}{z_{nk}} \left(\cos \nu + \frac{d \sin \nu}{z_{nk}} \right),$$

где E_{ij} – освещенность в точке ij , лк; n – количество прожекторов, создающих освещенность в точке ij ; I_{ij} – сила света прожектора k в направлении точки ij ; z_{nk} – высота установки прожектора k -го по отношению к горизонтальной плоскости, м; d – величина перпендикуляра, опущенного из точки, которая является проекцией точки установки прожектора k на плоскость XY .

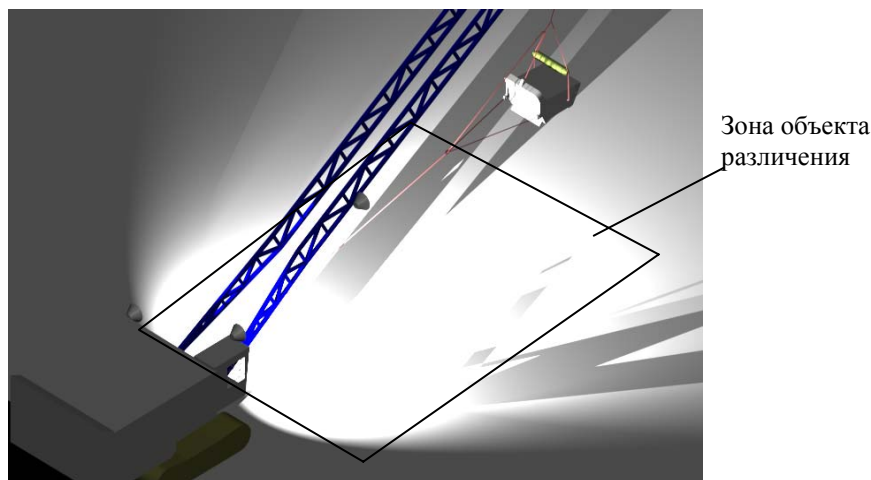
Если величина $d > 0$, то прожекторы освещают наклонную плоскость, в противном случае не освещают.

Модуль оптимизации строится методом случайного поиска, который позволяет определить область значений переменных x_{Π} , y_{Π} , θ_{Π} для каждого из прожекторов для заданной нормируемой освещенности. Требуемое число вычислений целевой функции для достижения заданной вероятности

$$M = \ln(1-P)/\ln(1-f),$$

где M – число вычислений целевой функции; P – вероятность получения оптимального значения; f – доля изменения переменной.

На рис. изображена картина освещения зоны объекта различения твердотельной модели экскаватора ЭДГ-3,2.30.



Картина освещения зоны объекта различения экскаватора ЭДГ-1500Р

Разработанная программа успешно применена в проектировании экскаватора ЭКГ-1500Р для расчета освещенности зоны объекта различения и определения схем расположения прожекторов. Это позволило сократить трудоемкость и повысить качество расчета эргономического показателя – освещенность зоны объекта различения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Головин В. С. Эргономика горнорудного оборудования. – М.: Недра, 1990.
2. Елинсон М. С., Фирсанов Н. Н. Особенности расчета на ЭВМ прожекторного освещения наклонных плоскостей // Светотехника, 1975. №3. - С. 11-12.

МАГНИТНАЯ ДЕФЕКТОСКОПИЯ СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

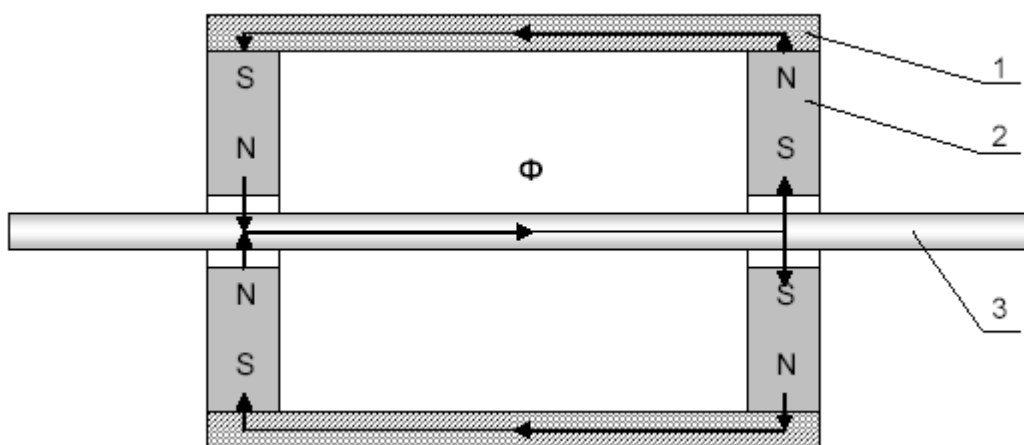
КЛЕЩА Е. А., БОЯРСКИХ Г. А.

Уральский государственный горный университет

Надежность и безопасность многих типов подъемно-транспортного оборудования в большой степени зависят от состояния применяемых в этом оборудовании стальных канатов. Значительное число аварийных ситуаций на этом оборудовании связано с обрывом канатов, имевших недопустимые, зачастую скрытые внутренние дефекты. Своевременное обнаружение таких дефектов возможно лишь при использовании специальных дефектоскопов стальных канатов, например дефектоскопа ИНТРОС. Дефекты канатов можно классифицировать по следующим группам:

1. Деформации (изменения формы) в виде волнистости, корзинообразности, выдавливания проволок, прядей, сердечника, раздавливания прядей, заломов, перегибов и т. п.
2. Потеря сечения каната как результат уменьшения сечения стальных проволок при их поверхностном и внутреннем износе, коррозии, пластической деформации, химическом воздействии и т. п.
3. Обрывы наружных и внутренних проволок, прядей, стального сердечника.
4. Изменения структуры и прочности стали в результате термических воздействий на канат.

Дефекты первой группы могут быть выявлены визуальным контролем. Из других групп могут быть выявлены визуальным контролем лишь дефекты, находящиеся на поверхности каната и не скрытые под слоем смазки и грязи. Определить с необходимой точностью потерю сечения каната визуальным практически невозможно. Скорость визуального контроля низка, обычно 0,1-0,3 м/с. Магнитные дефектоскопы типа ИНТРОС позволяют обнаружить все дефекты из второй, третьей и четвертой групп, как наружные, так и внутренние, а также измерить с необходимой точностью потерю сечения в любом месте каната. Скорость контроля может достигать 2 м/с. Дефектоскопы типа ИНТРОС реализуют магнитный метод неразрушающего контроля. Канат намагничивается вдоль оси, и измеряются поля рассеяния над поверхностью каната, вызванные дефектами.



Система намагничивания каната (СН): 1 – цилиндрический магнитопровод, 2 – магнит, 3 – намагничиваемый канат

В настоящее время на шахтах ОАО "СУБР" более 60 действующих подъемных установок, которые включают в себя кроме одноконцевых и двухконцевых подъемов, также 21 многоканатную подъемную

установку, оснащенную как головными, так и уравнивающими плоскими канатами. Кроме этого многие подъемные установки выполнены с применением направляющих и тормозных канатов. Большинство из этих канатов подвергаются постоянному инструментальному контролю, результат которого сведен в базу данных. В этой базе хранятся дефектограммы и данные по канатам за весь период наблюдений, начиная с 1999 года. На ее основе можно сделать ряд выводов:

– На основе инструментального контроля стальных канатов на шахтах ОАО "СУБР" осуществляется продление срока службы канатов, в соответствии с требованиями ЕПБ на срок до 4 лет головных, и до 5 лет уравнивающих. В год это дает предприятию около 4 миллионов рублей экономии. Износ 75 % канатов перед заменой не превышает 30 % от допустимого, таким образом, эти канаты могут работать еще один срок, а может и более, при осуществлении постоянного и качественного инструментального контроля их износа. Это даст дополнительно предприятию еще такую же экономию. При этом затраты на инструментальный контроль составляют 350 тыс. руб. в год.

– На основе обработки базы данных инструментального контроля стальных канатов Рудных и породных ШПМ можно отследить как динамику их износа, так и выявить причины их преждевременного выхода из строя. Таким образом, зная причины износа, можно разработать соответствующие мероприятия для их устранения, что позволит продлить сроки эксплуатации канатов и на этих типах подъемов. При ныне действующих условиях эксплуатации, и на применяемых типах канатов (канаты параллельной свивки ГОСТ 3085-80) срок работы головных канатов на этих подъемах составляет 3,5 – 4 года.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Касимов Г. А. Дефектоскоп стальных канатов ИНТРОС.
2. Доклад СУБР по магнитной дефектоскопии стальных канатов шахтных подъемных машин, 2004 .

ЗАВИСИМОСТЬ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ УЗЛОВ ТРЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ ОТ ПОКАЗАТЕЛЯ "ВОЗМОЖНОСТЬ РАЗРУШЕНИЯ"

ПЬЯНКОВ А. П.

Уральский государственный горный университет

Введение в практику вибродиагностики показателей "Возможность разрушения" (ВР), как совокупного показателя уровня технического состояния и "Смазочная способность масел" (ССМ) узлов и агрегатов позволило достичь достоверности выявления опасного дефектообразования в пределах 0,88 (при разовых измерениях) и 0,97 (при проведении постоянного мониторинга).

ССМ подшипниковых узлов – свойство смазочного материала снижать износ и силу трения независимо от его вязкости и обуславливается уменьшением адгезионного и механического взаимодействия твердых тел при трении.

ВР – совокупность влияния на техническое состояние механизма двух показателей: "Уровень технического состояния" (УТС) и ССМ.

Проведен ряд исследований динамики изменения показателей и их соответствия фактическому техническому состоянию: прямым способом – при вскрытии, и косвенным – по данным вибродиагностики.

ВР является основным показателем, характеризующим работоспособность узлов, агрегатов и механизма в целом и его рассчитывают по формуле:

$$ВР = (УТС + ССМ) - 100, \text{ дБ}, \quad (1)$$

где УТС – интегральный уровень СКЗ виброускорения в полосе частот 10 – 1600 Гц – для подшипников качения и 10 – 1000 Гц – для подшипников скольжения, дБ; ССМ – интегральный уровень среднеквадратичного значения (СКЗ) виброускорения в полосе частот 14 – 40 кГц, дБ.

Показатель ССМ является характеристикой интегрального коэффициента трения всего узла трения. Увеличение показателя ССМ является характеристикой увеличения сил трения между элементами узла трения вследствие зарождения дефекта и (или) ухудшения эксплуатационных свойств смазочного материала.

Как показали результаты практической вибродиагностики на машинах и механизмах, при значениях показателя $ВР > 100$ дБ процесс разрушения узла механизма не поддается контролю и протекает лавинообразно за промежуток времени от нескольких секунд до десятков часов.

С целью обеспечения временного резерва разработаны нормы предельного значения показателя ВР:

1. Предельное значение показателя ССМ составляет 90 дБ независимо от типа узлов и механизмов, вида исполнения, мощности и т. д.
2. При ВР 60-90 дБ является "Областью развития дефекта".

3. Значение показателей ССМ и ВР более 60 дБ является сигналом о необходимости повышенного внимания к данному узлу трения, изменению дискретности измерений и уточнению тренда.

4. Значение показателя ВР 45-60 дБ означает "Область профилактики". В этой области рекомендовано проводить профилактические работы с целью снижения скорости дефектообразования в данном узле механизма.

5. Значение показателя ВР до 45 дБ характеризует механизм с хорошим техническим состоянием.

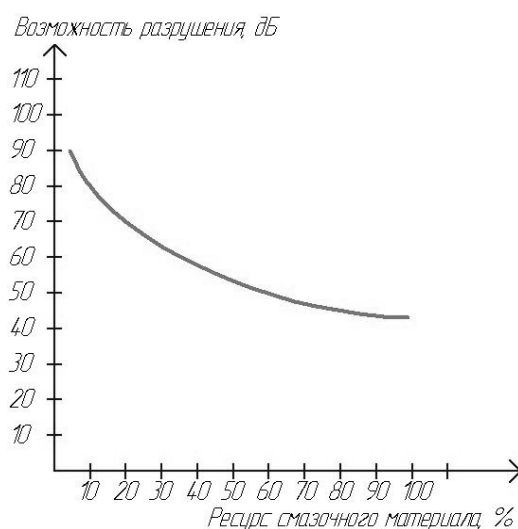
Размещение данных измерения возможно в трех зонах: УТС, ССМ и между ними, последняя характеризует соответствие демпфирующей способности смазочного материала степени дефектообразования.

Смещение данных измерения:

– в область УТС – характеризует дефект с механическим нарушением (несоосность роторов, перекосы элементов, увеличение зазоров и т. п.);

– в область – ССМ соответствует неспособности смазочного материала демпфировать дефектные образования на телах, находящихся во фрикционном взаимодействии.

На рис. представлена зависимость ресурса смазочного материала от показателя "Возможность разрушения".



Зависимость ресурса смазочного материала от показателя "Возможность разрушения"

Остаточный ресурс смазочного материала определяется по формуле

$$t_{\text{СМ}} = 5000 \cdot e^{-0,078 \cdot \text{ВР}}, \% \quad (2)$$

где ВР – показатель "Возможность разрушения", определяется из формулы (1), дБ.

Формула (2) справедлива только при уровне СКЗ виброускорения от 50 до 90 дБ.

О ВНЕДРЕНИИ В УЧЕБНЫЙ ПРОЦЕСС И ПРОЕКТИРОВАНИИ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ВОДООТЛИВНЫХ КОМПЛЕКСОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

БЕЛОВ С. В., САЙФУЛИН М. В.

Уральский государственный горный университет

На кафедре горной механики ведутся научно-исследовательские работы по разработке методического обеспечения расчетов комплексов стационарных машин и установок с применением современного программного обеспечения. В том числе, в 2004 году на кафедре была выполнена магистерская диссертация магистром М. В. Сайфулиным на тему: "Исследование условий эксплуатации и разработка программ расчета режимов работы водоотливных комплексов".

Магистерская диссертация была полностью выполнена и оформлена на принципиально ином уровне – на базе современных компьютерных технологий, и её результаты демонстрировались членам Государственной аттестационной комиссии во время доклада соискателя на экране с помощью мультимедиа-техники.

В магистерской диссертации М. В. Сайфулина на основе анализа известных методик расчета и проектирования водоотливных комплексов разработана универсальная программа расчета, основанная на

использовании результатов научных исследований, номенклатуры современных насосов, опыта эксплуатации водоотливных комплексов. Автором создан завершённый самодостаточный продукт с использованием заложенной в нем полной базы данных по параметрам насосов и вспомогательного оборудования. Кроме того, в работе определены перспективы дальнейшего развития процесса проектирования насосных установок и совершенствования конструкций насосов с использованием компьютерных технологий объемного подвижного изображения.

Работа имеет практическую значимость и принята к внедрению в учебный процесс и крупными производственными организациями. Разработанная методика позволяет проводить расчеты самых разнообразных конструкций водоотливных комплексов подземных горных предприятий с анализом возможных вариантов их проектирования, а также с учетом требований нормативной документации. Кроме того, разработанная методика позволяет значительно сократить затраты времени на проведение и анализ расчетов, а также обеспечивает наглядность всего процесса проектирования и компоновки оборудования. Завершающим этапом расчета является автоматизированное изготовление пояснительной записки и компоновочных чертежей установки.

АНАЛИЗ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ КАК СЛОЖНОЙ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

МУРАХТИН В. Л.

Уральский государственный горный университет

Обоснование направления исследований. В нефтегазодобывающей отрасли промышленности в настоящее время на первый план выходит повышение нефтедобычи за счет повышения степени извлечения углеводородного сырья из недр при одновременном снижении капитальных затрат.

Подобные сложные задачи могут быть решены на основании новых технологий и технических средств с использованием методов системного анализа и информационных технологий. Отсюда разработка и исследование математической модели внутренней структуры буровой установки является актуальной задачей.

В настоящее время при проектировании отечественных буровых установок, которые по своим системообразующим признакам относятся к большим техническим системам, применяются традиционные методы проектирования не позволяющие оптимизировать проектируемые объекты на уровне структуры, что объясняется отсутствием адекватных математических моделей.

Вместе с тем, как показывает практика, оптимизация внутренней структуры и взаимосвязей между элементами позволяет существенно повысить эффективность технических систем.

Метод имитационного моделирования подчас является единственным практически доступным методом исследования сложной системы, особенно на стадии ее проектирования или модернизации.

Необходимо отметить также, что затраты рабочего времени и материальных средств на реализацию имитационных моделей оказываются незначительными по сравнению с затратами, связанными с натуральным экспериментом. Использование натурального эксперимента для "доводки" проектируемых объектов становится невозможным из-за колоссального роста времени и средств, а иногда и в связи с возникновением непреодолимых организационных и технических трудностей. Вместе с тем результаты имитационного моделирования по своей ценности для практического решения возникающих задач часто оказываются близки к результатам натурального эксперимента.

Поэтому целью работы является разработка математической модели структуры буровой установки, которая может использоваться для оптимизации основных параметров и органоструктуры установок, для чего на начальном этапе необходимо проанализировать объект исследования, с целью выявления общей структуры и взаимосвязей между ее элементами.

Анализ объекта. Буровую установку мы будем рассматривать как совокупность объектов (элементов, подсистем и т. д.), предназначенную для выполнения определенного вида работ – бурения эксплуатационных и разведочных скважин на нефть и газ на суше вращательным способом. В соответствии с этим процесс функционирования сложной системы представляется как совокупность действий ее элементов, подчиненных единой цели.

Состав узлов буровой установки, их конструкция определяются назначением скважины, условиями и способом бурения.

По назначению установки, применяемые для разведки и разработки месторождений нефти и газа, подразделяются на следующие группы:

1. Установки для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения;
2. Установки для структурного и поискового бурения;
3. Установки для освоения, испытания и ремонта скважин.

Рассмотрим более подробно установки для бурения глубоких разведочных и эксплуатационных скважин. В данной группе буровые установки можно распределить по грузоподъемности на подгруппы (см. табл.).

По мере увеличения сложности рассматриваемых систем комплексные проблемы приобретают все большее значение. Для объектов большого масштаба определяющую роль играет структура системы, организация взаимодействия между ее частями, отношения с внешней средой.

В теории технических систем важным этапом построения органоструктуры является определение объекта, с которым взаимодействует (совершает технологические операции) техническая система. Таким объектом в данном случае является буровой инструмент, на который передаются усилия для выполнения основных технологических операций: разрушение забоя, очистка забоя и скважины от шлама, выполнение СПО, крепление стенок скважин и т. д. В соответствии с предлагаемой органоструктурой, основными исполнительными группами органов буровой установки являются: силовые органы, система очистки забоя и скважины, спуско-подъемный комплекс, которые выполняют основные технологические операции процесса сооружения скважины. К вспомогательным отнесены группы органов, предназначенные для выполнения вспомогательных операций (монтаж, перевозка, механизация работ) и функций (размещение оборудования, освещение, обогрев).

Таблица

Распределение по грузоподъемности в группе буровых установок эксплуатационного и глубокого разведочного бурения

Подгруппы буровых установок	Грузоподъемность, тонн										Шифры типичных установок	
	80	100	125	160	200	225	250	320	400	500		
Мобильные	+	+	+	+	+							БУ 2900/175 ЭР
Кустовые				+	+	+	+	+				БУ3900/225ЭК-ЭМ
Стационарные				+	+	+	+	+	+	+	+	БУ 8000/500 ДЭР
Сверхглубокие											+	Уралмаш - 15000

Описание конструкции конкретной буровой установки может быть дано с помощью таблицы, где достаточно наглядно должны быть представлены функции основных групп органов, органов и механизмов буровой установки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Буровые комплексы, современные технологии и оборудование / Под ред. Гусмана А. М., Порожского К. П. – Екатеринбург: ОМЗ, 2002.
2. Сайтов В. И. Основы системного анализа и теории технических систем (на примере горных машин). – Екатеринбург: УГИ, 1993.

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ НА САМОХОДНЫХ ДРОБИЛЬНЫХ АГРЕГАТАХ

ЖИГАНОВ А. А., ЖИГАНОВ П. А.

Уральский государственный горный университет

Выбор дробильно-размольного оборудования осуществляется из ряда молотковых, ударно-отражательных, щековых и конусных дробилок. Размеры и исполнение дробилки определяются в зависимости от требуемой производительности и размеров подаваемых кусков породы, желаемой степени измельчения, формы зерна и твердости материала.

Самоходные дробильные агрегаты для крупного дробления выполняются, как правило, по открытому технологическому циклу с одной стадией дробления. Применяемое оборудование в основном серийного производства. Для дробления малоабразивных пород и руд прочностью на сжатие до 200 МПа предпочтительнее использовать молотковые и ударно-отражательные (роторные) дробилки.

При дроблении абразивных прочных пород и руд агрегаты оборудуют щековыми или конусными дробилками.

Выбор дробилок также зависит от типа перегрузочных систем и от места расположения установки в карьере, времени ввода и срока работы перегрузочных систем.

Из анализа характеристик и данных эксплуатации можно сделать выводы: при одинаковой ширине приемного отверстия наибольшей производительностью обладают конусные дробилки, менее

производительными являются щековые и дробилки ударного действия, однако продукт последних дробилок более качественный. Наименьший вес, массу опорных оснований, строительную высоту имеют дробилки ударного действия в отличие от щековых и конусных. При одинаковых производительностях дробилки ударного действия имеют самую низкую энергоемкость и металлоемкость в отличие от щековых и конусных. Но у дробилок ударного действия есть и ряд недостатков. Они не могут применяться на породах большой крепости, имеют повышенный износ дробящих элементов при переработке абразивных материалов, требуют обязательной установки питателя, в отличие от конусных, которые работают под завалом. Кроме того, дробилки ударного действия предъявляют особые требования к физико-механическим свойствам питания, особенно к влажности подаваемого материала.

Щековые дробилки при установке на СДА более компактны, имеют меньшую строительную высоту, однако по производительности одна конусная дробилка, например, ККД-1500/180 может заменить две щековые ЩДП 15х21.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Юдин А. В. Перегрузочные системы комбинированного транспорта. Технические решения и выбор параметров: Учебное пособие. – Екатеринбург, УГГГА, 1993. – 116 с.

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ НАКЛАДОК ПРИ РЕМОНТЕ ТРЕЩИН В МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЯХ ГОРНЫХ МАШИН

ЖУРАВЛЕВ Д. В., ШЕСТАКОВ В. С.

Уральский государственный горный университет

В процессе эксплуатации объектов, включающих металлоконструкции, такие как вышки буровых установок, появляются дефекты в виде трещин. Если своевременно не выполнить ремонтные работы, то трещина увеличивается, и это может привести к разрушению конструкции. Существует несколько способов решения последствий развития трещин, главные из них – это ремонт непосредственно завариванием трещины и ремонт с помощью накладок.

Для выбора способа ремонта нами была проведена исследовательская работа по определению наиболее рациональной формы накладки. Разработан ряд моделей с различными формами накладок, созданных в среде АРМ *Strukture3D*.

При определении способа ремонта трещин накладками была поставлена и решалась задача оптимизации (минимум затрат – максимум надежности), которую можно разделить на три пункта.

Первый из них – это выбор формы накладки. На практике форма накладки выбирается в основном квадратной или прямоугольной формы, хотя на углах сварных швов образуются концентраторы напряжений, которые негативно сказываются на качестве ремонта. Накладки овальной или круглой формы более трудоемки в изготовлении и ремонтные службы стараются их не применять.

Второй – это подбор толщины накладки. В технической литературе существует мнение, что толщина накладки должна быть не менее толщины детали, подлежащей ремонту, но это необходимо подтвердить исследованиями.

Третий – это выбор способа выполнения шва (катета и длины). Минимальный катет шва для уменьшения влияния возможных непроваров должна приниматься в зависимости от толщины более толстого из свариваемых элементов.

Для проведения оптимизации необходимо рассчитывать целевую функцию – в данном случае необходимо определять эквивалентное напряжение. Оптимизация может быть выполнена следующим образом. Задав значения влияющих параметров (геометрические размеры накладок, длина и катет сварного шва) с помощью ЭВМ определяются напряжения в характерных точках. Затем, применяя методы поисковой оптимизации, изменяют параметры в сторону достижения напряжений допустимого уровня.

Для расчета значений напряжений в настоящее время применяют специализированные инструментальные пакеты, из которых наиболее простым и в то же время точным является АРМ *WinMachine* (модуль *Strukture3D*).

В процессе решения поставленной задачи исследования проводились в два этапа.

1. Решаем задачу сначала с трещиной в листе металла без накладки, для того чтобы принять полученные значения за единицу отсчета, и от нее оценивать влияние факторов.

2. Решаем задачу по подбору накладок.

При решении первого этапа получены поля эквивалентных напряжений, которые показывают, что края трещины совпадают с концентраторами напряжений. Это объясняется тем, что вершина трещины является

чувствительным участком материального пространства. Полученная картина напряжений очень информативна в плане оценки влияния выше перечисленных факторов.

При решении второго этапа исследований и, собственно оптимизации, в свою очередь решена задача по определению качества “разгрузки” трещины посредством наваривания односторонней прямоугольной накладки. В результате расчетов получено, что эквивалентные напряжения в вершине трещины под накладкой уменьшились в X раз, а с другой стороны наоборот увеличились в Y раз, следовательно, этот фактор будет бесспорно влиять на рост трещины.

Вблизи окончаний лобовых швов выявлена область повышенных напряжений, но т. к. рассмотрен “идеальный” сварной шов, то следует предположить, что в “реальности” эти области будут более ярко выражены. К тому же сварные швы, ввиду своей неоднородности, сами являются концентраторами напряжений, а это еще ухудшает общую картину.

В результате исследований выявлено, что форма:

- практически не влияет на распределение эквивалентных напряжений вблизи трещины;
- оказывает влияние лишь на напряжения в околошовной зоне торцевых швов, а наименьшие очаги концентрации напряжений наблюдаются при применении накладок с более округлыми формами.

В ближайшее время будет рассмотрена задача по оптимизации ремонта трещин другими способами – непосредственно завариванием и комбинированием этих двух способов.

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

КАМАЛОВ Р. В.

Уральский государственный горный университет

В данном докладе речь пойдет об анализе современных технологических комплексов циркуляционных систем, применяемых при бурении нефтяных и газовых скважин.

Бурение скважин при определенных условиях может сопровождаться:

– химическим загрязнением почв, грунтов, горизонтов подземных вод, поверхностных водоемов и водотоков, атмосферного воздуха веществами и химическими реагентами, используемыми при проходке скважин, буровыми и технологическими отходами, а также пластовым флюидом, получаемым в процессе освоения скважины;

– физическим нарушением почвенно-растительного покрова, грунтов зоны аэрации, природных ландшафтов на кустовых площадках и по трассам линейных сооружений;

– изъятием водных ресурсов и т. д.

При этом основным возможным источником воздействия на окружающую природную среду при строительстве скважин является циркуляционная система (ЦС).

На сегодня, как известно, актуальной задачей является соответствие свойств промывочной жидкости (бурового раствора), используемой при строительстве скважин и охрана недр, а это возможно только при использовании современных технологических комплексов циркуляционных систем, которые предупреждают загрязнение подземных вод, атмосферного воздуха, производят очистку бурового раствора и обеспечивают надежную сохранность природных ресурсов.

Как показывает практика, в процессе углубления скважины в буровой раствор попадает буровой шлам, пластовый жидкий или газообразный флюид, которые должны быть своевременно удалены. Наличие в растворе бурового шлама оказывает вредное воздействие на его технологические свойства и приводит к ухудшению технико-экономических показателей бурения. В связи с этим очистке бурового раствора от твердых, жидких и газообразных примесей уделяют особое внимание, так как именно от него зависит конечный результат – дебит скважины.

Требования к буровым растворам: буровые растворы должны обеспечивать высокие технико-экономические показатели бурения. Основные условия этого требования:

– бурение при максимальной скорости без аварий и осложнений;

– высокое качество бурения (устойчивость и близкие к номинальным геометрические параметры ствола скважины);

– высокое качество вскрытия продуктивного пласта (сохранение природной проницаемости нефтеносной породы в пристволевой зоне);

– должны быть безопасны для людей и окружающей природной среды в процессе приготовления, применения и утилизации отходов бурения.

Современные технологические комплексы циркуляционных систем по сравнению с предыдущими циркуляционными системами позволяют обеспечить наиболее благоприятные условия при проходке скважины.

Циркуляционная система – это комплекс механизмов и оборудования, входящих в состав буровой установки, и предназначенный для:

- очистки бурового раствора от выбуренной породы;
- хранения запаса бурового раствора;
- приготовления бурового раствора заданной плотности и качества;
- дегазации бурового раствора;
- химической обработки бурового раствора;
- доливания раствора в скважину;
- подачи раствора в скважину;
- удаления шлама.

Количество ступеней очистки увеличилось с 3-х ступеней до 4-х, что позволило производить глубокую очистку раствора от шлама с применением высокоскоростных центрифуг, блоков коагуляции, флокуляции и т. п. Таким образом, с помощью 4-х ступенчатой очистки легко можно удовлетворить требованиям, предъявляемым на сегодняшний день к буровым растворам.

Разработка нового технологического процесса бурения скважин на нефть и газ без утилизации бурового шлама в амбар обеспечивает экологическую безопасность. При безамбарной технологии бурения буровой раствор сбрасывается в технологические емкости, далее производится очистка его от примесей и доведение до соответствующих параметров с помощью технологического оборудования, входящего в состав блока очистки ЦС буровой установки. К этому оборудованию относятся сита вибрационные, гидроциклонные шламоотделители (песко- и илоотделители), сепараторы разных типов, в том числе центробежные. Утилизация излишков бурового раствора и его остатков происходит с помощью шнекового конвейера в приемном бункере, после заполнения его подается в автосамосвал для вывоза. Затем при наличии полигона захоронения вывоз бурового шлама осуществляется на полигон.

Несмотря на то, что бурение скважин по безамбарной технологии в большинстве случаев усложняет технологический процесс, применение ее рентабельно вследствие увеличения скорости бурения, сокращения расходов на регулирование свойств бурового раствора, уменьшения вероятности возникновения аварий и удовлетворения требований окружающей среды.

ЦС может комплектоваться следующим оборудованием, например: вибросито, пескоотделитель, илоотделитель, питатель, приемный амбар, дегазатор, система химически усиленного центрифугирования, центрифуга, шнековый транспортер и др. зарубежного или отечественного производства фирм *DERRICK*, *SWACO*, *УРАЛМАШ – БУРОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ* и др.

АНАЛИЗ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ШАРНИРОВ ШАГАЮЩИХ ЭКСКАВАТОРОВ ЭШ 100.100 И ЭШ 65.100

КОРКУНОВ А. С., СУСЛОВ Н. М.

Уральский государственный горный университет

В современных условиях сложилась ситуация, при которой появилась необходимость производства машин повышенной мощности для выемки, транспортировки и складирования отработанных материалов. Для таких задач сконструированы машины нового типа - экскаваторы драглайны с шагающим ходовым оборудованием. При последующем конструировании шагающих экскаваторов, масса машин значительно увеличилась и классическая трехопорная схема шагания не подходила. Для решения этой задачи предложена новая четырехопорная схема шагания, которая впервые применена на экскаваторе ЭШ 100.100.

Основной отличительной особенностью нового механизма является то, что при шагании происходил полный отрыв базы от поверхности грунта. Передвижение машины относительно грунта обеспечивалось при помощи скользунов, на которые приходился весь вес машины. Но при этом появилась задача по снижению сил трения между опорной плитой и скользуном. Для решения проблемы предложены два варианта гидравлических шарниров: гидравлический шарнир экскаватора ЭШ 100.100 и гидравлический шарнир экскаватора ЭШ 65.100.

Гидравлический шарнир экскаватора ЭШ 100.100 состоит из скользуна, опорной плиты с бронзовой наплавкой на поверхности скольжения, приваренной к башмаку, уплотнительных колец, всплывающей плиты со сферической опорой, штока подъемного цилиндра и захватов, прикрепленных с помощью болтов к скользуну.

При шагании машины штоки подъемных цилиндров выдвигаются, масло под давлением подается в полости, при этом уплотнительные кольца выдвигаются, обеспечивая замкнутую камеру при подаче масла в которую через отверстия в опорной плите обеспечивается подъем (всплывание) скользуна относительно опорной плиты. Далее происходит перемещение машины относительно башмаков. При втягивании штоков подъемных гидроцилиндров давление в полостях сбрасывается, при этом всплывающая плита зацепляется за упоры, в свою очередь плита с башмаком удерживается благодаря геометрическим формам скользуна и опорной плиты (скосам).

Недостатки гидравлического шарнира экскаватора ЭШ 100.100:

- при подъеме и опускании башмаков происходит неравномерное перемещение всплывающей плиты;
- технологическая сложность получения размеров и допусков на цилиндрических поверхностях скользуна и всплывающей плиты;
- сложность получения требуемой геометрии опорных плит и скользунов;
- в конструкции скользуна присутствует концентратор напряжений;
- сложность монтажа и демонтажа при авариях и плановых ремонтах.

Гидравлический шарнир экскаватора ЭШ 65.100 состоит из скользуна, опорной плиты с бронзовой наплавкой, установленной на башмаке, уплотнительных колец, штока подъемного цилиндра, опирающегося на сферический шарнир, захватов и прикрепленных болтами к башмаку и скользуну соответственно. Башмак имеет отверстия, соединенные между собой трубами, отстойник и насос.

При выдвигании штоков подъемных гидроцилиндров база отрывается от поверхности грунта, масло под давлением подается в полости, уплотнительные кольца выдвигаются и образуют замкнутую полость, при подаче масла в которую через отверстия в скользуне машина поднимается (всплывает) относительно башмаков. Далее происходит перемещение машины относительно башмаков. При втягивании штоков подъемных гидроцилиндров давление в полостях сбрасывается, при этом шток подъемного цилиндра зацепляется за захваты сферического шарнира, а башмаки в свою очередь удерживаются при помощи захватов, которые зацепляются за кромки скользуна.

Достоинства гидравлического шарнира экскаватора ЭШ 65.100:

- отсутствие всплывающей плиты;
- опорная плита имеет бронзовую наплавку как на горизонтальных поверхностях, так и на вертикальных;
- геометрия скользунов и опорных плит значительно облегчена;
- при монтаже, демонтаже и ремонтах сборка и разборка значительно облегчена.

АНАЛИЗ МЕТОДОВ РАСЧЕТА СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА ПРИМЕРЕ ЛОНЖЕРОНА ПОГРУЗОЧНО-ДОСТАВОЧНОЙ МАШИНЫ "ПД-5"

ЛУГОВЦОВ Ю. И.

Уральский государственный горный университет

Значимость инженерных расчётов (определение внутренних силовых факторов; напряжений и перемещений в сечении; проведение анализа при построении эпюр; определение размеров поперечного сечения; прочностные показатели) при проектировании металлоконструкций горных машин неоспорима.

Анализ таких расчётов и выводы, сделанные на их основании в конечном итоге и предопределяют конструкцию стрелы погрузочного органа "ПД-5":

1. Рамная конструкция лонжерона с прямолинейной ломаной осью. Для расчета данной конструкции применим метод "перемножения эпюр" (или *правила Верещагина*), по нему угол поворота (прогиб), и соответственно жёсткость балки определяется:

$$\Delta i = \Sigma[(\omega_i \cdot \eta_i) / (E \cdot J_x)], \text{ мм}$$

где ω_i – площадь грузовой эпюры по i -му направлению; η_i – ордината единичной эпюры под центром тяжести соответствующей площади; E – модуль продольной упругости; J_x – момент инерции площади сечения.

Недостатки метода "перемножения эпюр":

- сложность расчетов;
- сочетание расчётной схемы стрелы с реальной конструкцией лонжерона в значительной степени определяется погрешностью.

Достоинства метода "перемножения эпюр" – точность метода в силу его классического применения.

2. Рамная конструкция лонжерона в качестве "бруса с криволинейной продольной осью". Это моделирование позволяет установить "подобие" между расчётной схемой и реальной (отлитой) конструкцией лонжерона, на основании теоретических выкладок напряжения в конструкции будет определяться:

$$\sigma = (M \cdot y) / (e \cdot F(r_n - y)), \text{ МПа,}$$

где M – изгибающий момент в сечении; y – расстояние от нейтральной линии; e – расстояние от центра тяжести сечения кривого бруса до нейтральной оси; F – площадь сечения бруса; r_n – радиус нейтрального слоя.

Недостатки этого метода – сложность расчётов; достоинства – точность метода в силу его классического применения.

3. Реальная рамная конструкция лонжерона. Проведение расчета посредством программ инженерного анализа АРМ *WinMachine* в расчетном модуле АРМ *Structure 3D* представляет собой уникальное решение

инженерной задачи. В результате расчета построена геометрическая модель методом конечных элементов (КЭ).

Достоинства:

- в связи с применением ЭВМ обеспечивается высокая точность и скорость обработки геометрической модели.
- возможность корректировки конструкции, с последующим пересчетом;
- визуализация расчетного материала.

СОВРЕМЕННЫЕ КОМПОНОВОЧНЫЕ СХЕМЫ САМОХОДНЫХ ДРОБИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ (СДА)

ЛАЗАРЕВ Е. А.

Уральский государственный горный университет

Внедрение на карьерах СДА обеспечивает: применение экологически чистых технологий с конвейерным транспортом, исключающим необходимость закупки и установки дорогостоящего оборудования для проветривания карьеров; существенное снижение энергопотребления и металлоемкости в результате замены в карьере многочисленных колесных транспортных средств конвейерными средствами доставки горной массы; высокий уровень автоматизации горного производства; увеличение производительности труда рабочих; снижение себестоимости продукции за счет снижения эксплуатационных и капитальных затрат.

В зависимости от горнотехнических условий, технологических задач СДА классифицируют по следующим признакам: по способу применения (для дробления взорванной горной массы непосредственно в забоях карьеров с передвижением за выемочно-погрузочным устройством; для дробления взорванной горной массы на перегрузочных пунктах полустационарного и стационарного типов); по технологической схеме цепи аппаратов (в открытом цикле; в замкнутом цикле с одной или несколькими стадиями дробления с предварительным грохочением и др.); по способу загрузки (экскаваторами, скиповыми установками, скреперными установками, ковшовыми погрузчиками, автосамосвалами); по типу применения дробильного аппарата (с роторными или молотковыми дробилками, со щековыми дробилками, с конусными или комбинированными дробилками, со специальными типами дробилок); по типу ходового устройства (гусеничные, шагающие, пневмоколесные, железнодорожные, специальные, комбинированные); по расположению верхнего строения относительно ходового устройства (продольное, поперечное); по силовому оборудованию (электрические, дизель-электрические, дизельные, дизель-гидравлические, электрогидравлические); по способу разгрузки (на конвейерный транспорт, на гидротранспорт, на пневмотранспорт, автомобильный, железнодорожный и др.); по мощности (малой, средней, большой и сверхмощные).

Совершенствование конструкций подвижных дробильных агрегатов, в частности СДА, развивается в двух направлениях: максимальное использование унифицированных узлов, механизмов и серийно изготавливаемого оборудования; создание специальных видов оборудования для компоновки подвижных агрегатов и полустационарных перегрузочных пунктов.

Однако при размещении нескольких машин на одной раме получается жесткая технологическая схема переработки материала, допускающая лишь незначительные варианты переналадки всей линии, поэтому такая схема хороша лишь для каких-то конкретных условий работы.

СИЛОВОЕ ЗАМЫКАНИЕ РАБОЧИХ НАГРУЗОК ГОРНЫХ МАШИН

ЛОГАЧЁВ А. М., КОМИССАРОВ А. П.

Уральский государственный горный университет

Силовое замыкание рабочих нагрузок в пределах размеров исполнительного органа горных машин обеспечивает снижение металлоёмкости машины и рост рабочих нагрузок, что позволяет резко повысить производительность горной машины.

Силовое замыкание рабочих нагрузок может быть частичное и полное.

Частичное замыкание рабочих нагрузок реализуется в грейферах и гидравлических экскаваторах.

В гидравлических экскаваторах, имеющих наиболее простую структурную схему, может быть реализовано и полное замыкание за счёт применения механизма замыкания и составной конструкции рабочего органа.

При полном силовом замыкании обеспечивается возможность создания универсального рабочего оборудования с функциями прямой и обратной лопат.

За счёт внутреннего замыкания рабочих нагрузок:

- уменьшается опрокидывающий момент, действующий на экскаватор;
- обеспечивается устойчивость машины при меньшей массе экскаватора;
- может быть существенно повышена вместимость рабочего органа горной машины;
- при постоянстве массы экскаваторов с традиционными видами и с универсальным рабочим оборудованием за счёт повышения устойчивости машины могут быть увеличены размеры рабочей зоны экскаватора с универсальным рабочим оборудованием.

Разработана конструктивная схема рыхлителя с *полным внутренним силовым замыканием*. При внедрении этой разработки повысилась производительность рыхлителя и расширилась область применения за счёт возможности разработки крепких пород.

Таким образом, реализация принципа внутреннего силового замыкания в конструкциях обеспечивает существенный рост параметров машин и, в целом, технического уровня.

АППАРАТЫ ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ ПО УПРУГИМ И ФРИКЦИОННЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

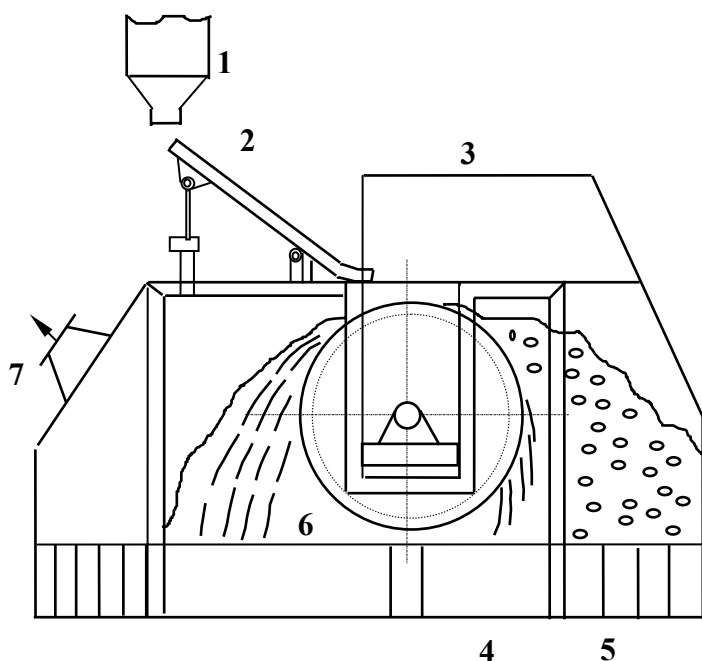
МАТВЕЕВ Д. В., ПОТАПОВ В. В., ПОТАПОВ В. Я.
Уральский государственный горный университет

В связи со снижением качества асбестовых руд возрастает актуальность проблемы предварительного обогащения. Физические свойства объектов являются основным критерием для проектирования оборудования. Это характерно для разработки обогатительного оборудования.

В данной работе представлены две модели сепараторов – подвижной барабанно-полочный фрикционный сепаратор (БПФС) и неподвижной – сепаратор для разделения асбестосодержащих продуктов по трению и упругости (СПРУТ) с разделительными поверхностями. Первый был конструктивно реализован в сочетании полки и барабана. Барабанно-полочный сепаратор представляет собой совокупность нескольких устройств, каждое из которых предназначено для разделения частиц обогащаемого материала по различным признакам.

Сепаратор (см. рис.) включает в себя бункер 1, плоскость с трамплином 2, вращающийся барабан 6, аспирационную систему 7, ячейчатые приемники асбеста и породы 4 и 5, весь сепаратор закрыт кожухом 3.

Сепаратор работает следующим образом.



Барабанно-полочный фрикционный сепаратор

Продукт из питающего бункера поступает в верхнюю часть наклонной плоскости, по которой он начинает движение к нижнему краю. Вследствие разности коэффициентов трения асбестового волокна и породных частиц происходит расслоение материала и на сходе с плоскости образуется веер разделения.

Породные частицы, имеющие большую продольную составляющую скорости, летят дальше от края плоскости по более пологой

траектории, а частицы распушенного волокна асбеста падают по более крутой траектории, ближе к краю плоскости. Сrostки и частицы нераспушенного асбеста (пешка) имеют промежуточные траектории.

После фазы полета частицы попадают на вращающийся барабан, где разделение происходит сначала по упругости, а затем - по трению. Частицы породы, которые летят по пологой траектории, частично пролетают мимо барабана. Некоторые породные частицы попадают на поверхность барабана и после ударного взаимодействия с поверхностью барабана отражаются от него и попадают в приемники хвостовой фракции. Агрегаты нераспушенного асбеста, попадая на барабан, также отражаются от него, но в меньшей степени, так как упругость этих агрегатов меньше, чем породных частиц. Распушенное волокно, имея большой коэффициент трения и практически нулевую упругость, попадая на барабан, захватываются им и направляются в приемник концентратной фракции. Барабан вращается навстречу движению материала. Определенную роль

играет и тот факт, что асбестовые частицы попадают на верхнюю более пологую часть поверхности барабана, где условия для удержания частиц более предпочтительны по сравнению боковой более крутой частью поверхности барабана, куда попадают породные частицы и "пешка".

Конструкция БПФС предусматривает возможность изменения следующих параметров:

- установка второго барабана (поверхность барабана должна быть футирована);
- изменение угла наклона разгонной плоскости;
- горизонтальное и вертикальное смещение разгонной плоскости относительно барабана;
- изменение длины разгонной плоскости;
- горизонтальное и вертикальное смещение между барабанами;
- диаметр барабана;
- виды покрытий поверхностей барабана и разгонной плоскости;
- скорость вращения барабанов.

Второй сепаратор конструктивно реализован в сочетании с неподвижной разделительной поверхностью. Сепаратор состоит из следующих основных узлов: корпуса с загрузочным желобом, отражающих элементов, закрепленных консольно в раме, состоящей из подвижной и неподвижной решеток, приемных воронок для продуктов разделения, шиберов. Изменение угла наклона элементов осуществляется путем перемещения в вертикальной плоскости подвижной решетки винтом.

Работа сепаратора осуществляется таким образом, чтобы обеспечить полное ударное взаимодействие с исходным материалом. В результате этого взаимодействия образуется продольный веер разделяемых частиц материала. Неупругая (обогащенная) фракция располагается в начальной зоне веера, упругая (обедненная) на противоположном его краю. В средней части веера находится промежуточная фракция материала, которая в зависимости от поставленной задачи разделения может быть объединена с обогащенной или обедненной фракциями.

Конструкция СПРУТ предусматривает возможность изменения следующих параметров:

- схемы пространственного расположения отражающих элементов;
- угла наклона элемента к горизонту;
- расстояние между ярусами элементов;
- расстояние от нижней кромки загрузочного желоба до верхнего яруса элементов;
- положение отсекающих шиберов.

РАСЧЕТ И АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ЭКСКАВАТОРА

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

Уральский государственный горный университет

Механизм шагания включает размещенные с двух сторон экскаватора опорные башмаки. Нагрузка передается через верхние и нижние распорные рычаги, связанные шарнирно со штоком гидроцилиндра. Новое устройство обеспечивает перемещение башмаков на 2 метра по горизонтали за один шаг, на такое же расстояние перемещается шток гидроцилиндра, задавая перемещение точки *B* относительно упора *A* (рис. 1, *a*).

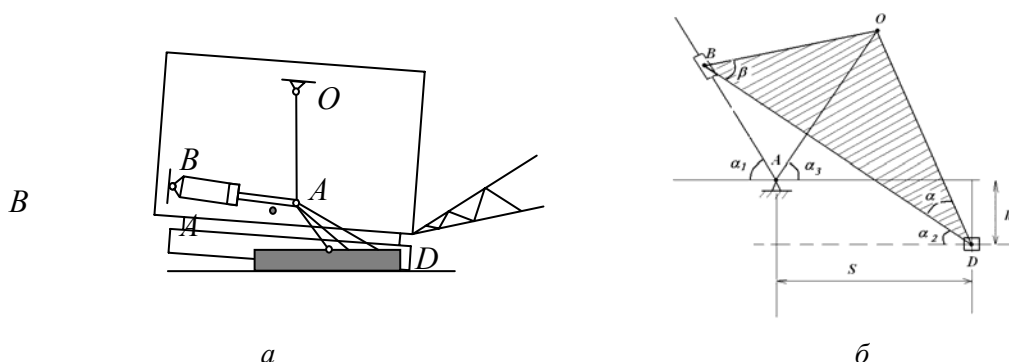


Рис. 1

Кинематическая схема механизма показана на рис. 1, *б*. Обозначение опор и соединений отмечено на рисунке так же, как и на конструктивной схеме. Рассматриваемый механизм имеет одну степень свободы.

Исследование механизма шагания осуществляется методом замкнутого контура. Замкнутые, векторные контура для кинематической схемы соответствуют системе двух векторных уравнений.

$$\begin{cases} \overline{AB} + \overline{BO} + \overline{OA} = 0, \\ \overline{AB} + \overline{BD} + \overline{DA} = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Проецируя систему на горизонтальную и вертикальную оси, получаем систему четырех уравнений с четырьмя неизвестными.

$$\begin{cases} -S_1 \cdot \cos \alpha_1 + BO \cdot \cos(\beta - \alpha_2) - OA \cdot \cos \alpha_3 = 0, \\ S_1 \cdot \sin \alpha_1 + BO \cdot \sin(\beta - \alpha_2) - OA \cdot \sin \alpha_3 = 0, \\ -S_1 \cdot \cos \alpha_1 + BD \cdot \cos \alpha_2 - S = 0, \\ S_1 \cdot \sin \alpha_1 - BD \cdot \sin \alpha_2 + h = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Расстояние S_1 , углы α , β считаются заданными, α_1 , α_2 , α_3 , расстояния S – неизвестные и определяются выражением из системы уравнений (1). Угловые скорости получаем дифференцированием уравнений (1), в результате получается система линейных уравнений относительно $\dot{\alpha}_1$, $\dot{\alpha}_2$, $\dot{\alpha}_3$, \dot{S} . Для получения системы уравнений, содержащих угловые ускорения, следует продифференцировать систему уравнений (2). Для выбранного контрольного варианта строится план скоростей и ускорений (рис. 2, 3).

В качестве объекта исследования для принятой кинематической схемы рассматривается звено 2 (BOD на рис. 1, б). В соответствии с принципом Д'Аламбера, составлены уравнения равновесия системы действующих активных сил, реакций и сил инерции, показанных на рис. 4.

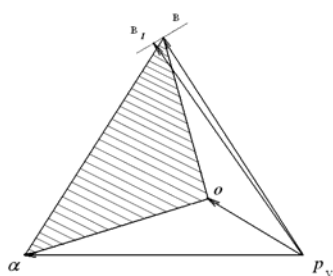


Рис. 2

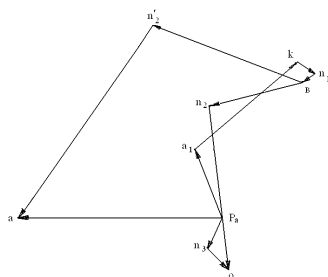


Рис. 3

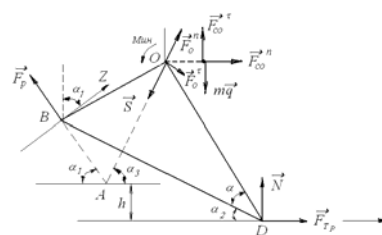


Рис. 4

В качестве исходных данных использованы числовые значения, соответствующие шагающему экскаватору ЭКГ--15/90.

Анализ результатов показывает, что:

- корпус экскаватора не меняет своего первоначального расположения, раскачивание корпуса не превышает 1-1,5°;
- угол наклона рычага AO меняется почти симметрично относительно вертикали и обеспечивает величину шага экскаватора около 2 м.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. А. с. № 1239229. Механизм шагания экскаватора // Суслов Н. М. и др. SU, опубл. в БИ № 23, 1986.
2. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988.
3. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Наука, 2001.

АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ БУРОВЫХ ВЫШЕК

АБУБАКИРОВ Т. Ф.

Уральский государственный горный университет

Вышки как наиболее крупные узлы буровой установки оказывают существенное влияние на монтажные качества и транспортабельность установки. Поэтому вышки должны не только соответствовать основным параметрам буровых установок, но и по своей конструктивной схеме отвечать основным требованиям, предъявляемым к установкам, используемым в конкретных геологических, климатических, дорожно-транспортных и других условиях.

Наиболее важные особенности конструкций вышек, применяемых в разных буровых установках, находят свое отражение уже в ранее рассмотренной классификации.

Тип конструкции буровых вышек определяется методами их транспортирования, монтажа, схемами опирания вышки и передачи основных нагрузок.

Форма вышки определяется пространственной геометрической формой и расположением основных несущих металлоконструкций. По этому признаку различают башенные (пирамидальные), А-образные и П-образные конструкции. Кроме того, встречаются мачты стержневого (шестового) типа, выполненные из труб. Различают также наклонные и прямостоящие вышки и мачты. Наклонные вышки применяются, например, при ремонте скважин, а также при забурировании скважин под углом. Основные несущие элементы (опоры) вышки могут выполняться либо из проката различной формы (главным образом труб), либо из сварных пространственных ферм.

Основная функция вышек и мачт – это восприятие действующих нагрузок, выполнение этой функций обуславливается задачами и условиями ведения буровых работ. Главной задачей для выполнения данной функции является обеспечение устойчивости вышки при работе. К ним, в частности, можно отнести подкосы, растяжки, дополнительные опоры.

Главным параметром вышки, определяющим возможность ее использования для бурения скважин данной глубины и конструкции, является ее грузоподъемность. Поскольку способность вышки воспринимать основные технологические нагрузки характеризуется грузоподъемностью на крюке, в качестве главного параметра вышки следует принимать максимальную грузоподъемность на крюке.

Кроме указанного главного параметра, другими основными параметрами вышки следует считать полезную высоту, массу, емкость магазина для свечей, размеры основания и верхней рамы.

Для бурения глубоких скважин на нефть и газ применяются следующие конструкции вышек и мачт: М46/500-ОГ-Р, УМ 45/500-АР, МАС 6000, F500.

Тип конструкции связан с ее параметром, в частности, для установок грузоподъемностью более 400 т в основном применяются три типа конструкций.

Для выбора наиболее рациональной и экономичной конструкции решетки вышки был проанализирован ряд их типов при следующих одинаковых исходных данных.

Максимальная нагрузка на крюке, т.....	500
Оснастка талевого системы.....	6×7
Высота вышки, м.....	45-46
Размеры основания (по осям ног), м.....	10

В процессе анализа был построен график, который показывает конструктивную особенность каждой вышки и позволяет провести сравнительный анализ.

Главным критерием совершенствования конструкции является высокая монтажеспособность, применение малого количества деталей и крепежных элементов сокращает время монтажа и демонтажа вышки. Именно данный фактор отражает причину перехода конструирования вышек с открытой передней гранью.

АНАЛИЗ ДЕФЕКТОВ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ ВЫШКИ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

МИНИХАНОВ Р. Ф., САВИНОВА Н. В.

Уральский государственный горный университет

Вышка (или мачта) является одним из основных узлов буровой установки и предназначена для проведения спуско-подъемных операций, поддержания бурильной колонны на талевого системе, установки свечей, размещения средств механизации. Таким образом, она участвует во всех операциях строительства скважины и при выходе из строя вышки, как следствие, становится неработоспособной вся установка. Причиной выхода из строя могут служить дефекты металлоконструкции вышки, образованные в результате изготовления, хранения и, собственно, эксплуатации буровой установки.

По статистике ЗАО "Эксперт-Сервис", дефекты металлоконструкции вышки составляют более 50 % от общего числа несоответствий буровой установки нормативно-технической документации, из них 68 % приходится на дефекты поясов и расколов (рис. 1).

Перечисленные дефекты, являясь концентраторами напряжений, значительно влияют на уровень и распределение напряжений.

Для анализа полей напряжений использовалась среда инженерного анализа АРМ *WinMachine*. В модуле трехмерного моделирования АРМ *Studio* были построены элементы металлоконструкции вышки "основная труба – лопаточная часть раскоса" (рис. 2, а), на основной модели были смоделированы дефекты: продольная трещина лопаточной части, характерная потеря устойчивости (рис. 2, б), полный провар раскоса к основной трубе. Прочностные расчеты выполнялись в модуле расчета напряженно-деформированного состояния

трехмерных смешанных конструкций APM *Structure 3D*, в результате были получены карты эквивалентных напряжений и перемещений.

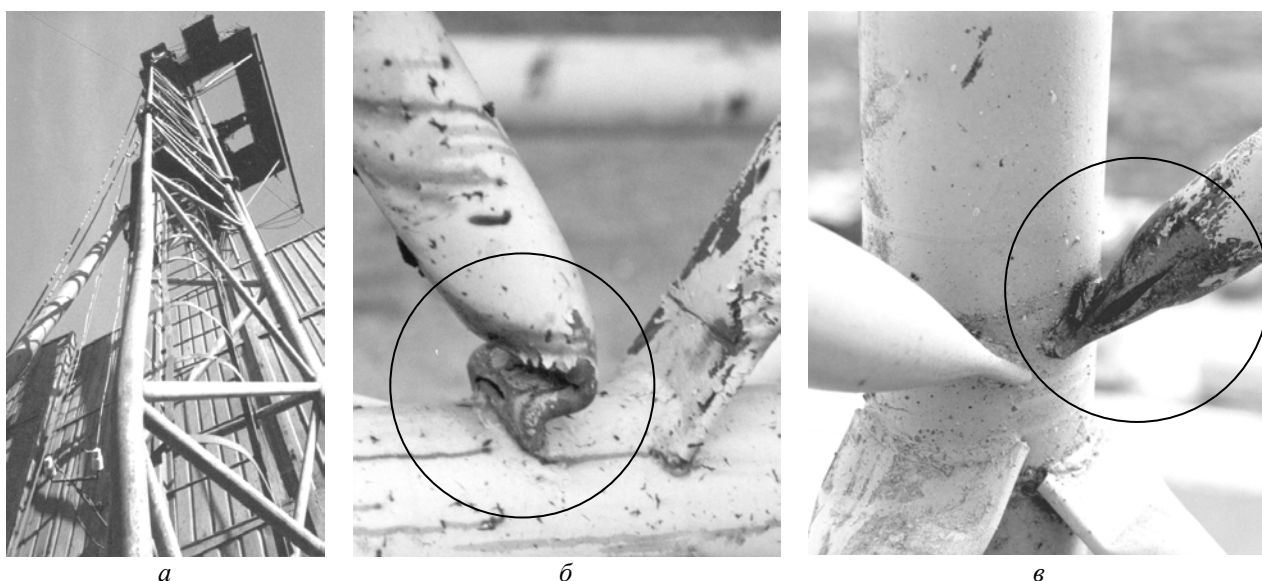


Рис. 1. Дефекты металлоконструкции вышки: потеря устойчивости поясов (а) и расколов (б); трещины лопаточной части расколов (в)

Анализ результатов, позволил сделать следующие выводы:

- Трещина является значительным концентратором напряжений, уровень напряжений составляет порядка 290 МПа при пределе текучести металла 09Г2С 310-320 МПа, что говорит о возможности развития изменений в конструктивном элементе;
- При потере устойчивости лопаточной части раскоса уровень напряжений в зоне соединения еще значительнее и превышает предел прочности, что может привести к потере устойчивости пояса вышки;
- Деформация (вздутие) лопаточной части раскоса, которая происходит из-за попадания воды внутрь раскоса и замерзания ее при минусовых температурах, дает несущественное изменение величины эквивалентных напряжений, отличающееся от напряжений, получаемых на раскосе без дефекта, на 5-10 %;
- Полный провар лопаточной части раскоса к основной трубе изменяет поле напряжений также порядка 5-10 % по сравнению с напряжениями, получаемыми на раскосе без дефекта.

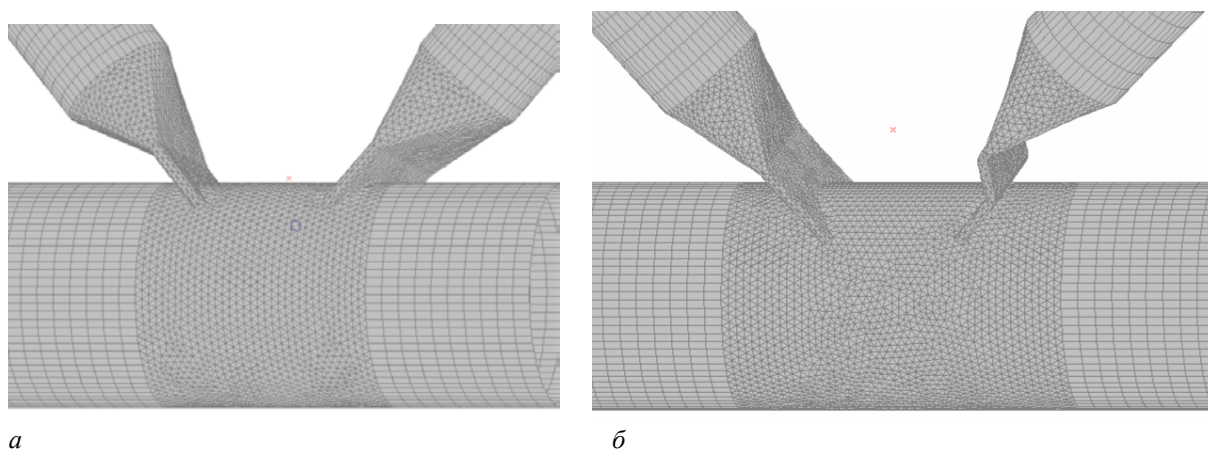


Рис. 2. Модель раскоса

Таким образом, эксплуатация вышки недопустима при наличии первых двух дефектов, они подлежат обязательному устранению. С двумя другими дефектами эксплуатация вышки допустима, но необходим периодический контроль зон наличия дефектов.

ПРИМЕНЕНИЕ АПМ *WINMACHINE* ДЛЯ РАСЧЕТА СТРЕЛ ДРАГЛАЙНОВ

ДРУГОМИЛОВА С.В., САВИНОВА Н. В.
Уральский государственный горный университет

Проблема снижения веса стрелы у драглайна находится постоянно в центре внимания у конструкторов. Уменьшение ее массы позволяет увеличить вместимость ковша и увеличить производительность при неизменной массе машины.

В представляемой работе выполнен подбор сечений конструктивных элементов трехгранной стрелы шагающего драглайна ЭШ 20.90 при использовании ковша вместимостью 15 м³ из условия различного сочетания нагрузок воспринимаемых металлоконструкцией.

Трехгранные стрелы имеют современные мощные драглайны ОМЗ "ГО и Т". Стрела представляет собой пространственную конструкцию вида трехгранной пирамиды, состоящей из одной горизонтальной и двух наклонных ферм. Верхний пояс стрелы предварительно сжат при помощи растянутых канатов верхнего пояса.

Вертикальные нагрузки от силы тяжести стрелы и силы тяжести ковша с грунтом воспринимаются двумя наклонными фермами, горизонтальные инерционные нагрузки воспринимаются горизонтальной фермой. Наклонные фермы имеют треугольное очертание, и подвеска стрелы производится за вершину пирамиды. Таким образом, от действия собственного веса и веса ковша с грунтом стрела работает как консольная балка с растянутым верхним поясом и сжатым нижним поясом.

Для проведения исследований напряженно-деформированного состояния стрелы при различных параметрах поперечных сечений конструктивных элементов использовалась система инженерного анализа АПМ *WinMachine*, применяемый расчетный метод – метод конечных элементов.

Выполнение работы проводилось в следующем порядке:

1. В модуле АРМ *Structure 3D* была построена расчетная геометрическая модель стрелы с использованием стержневых элементов (см. рис.): жестких для моделирования трубчатых элементов, и гибких – для канатов. Заданы параметры поперечного сечения элементов.

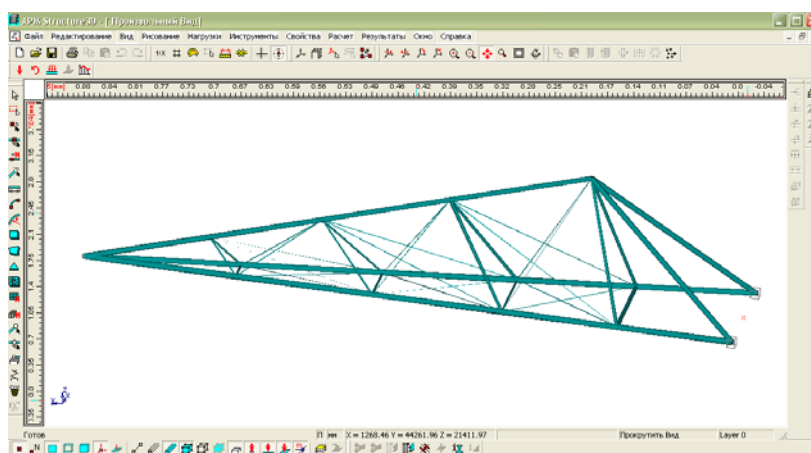
Заданием опор конструкция зафиксирована в пространстве – модель закрепления. Создана модель нагружения стрелы.

Расчет производился от основных нагрузок:

- силы тяжести стрелы с учетом предварительного натяжения канатов;
- нагрузки от силы тяжести груженого ковша в четырех положениях;
- нагрузки при повороте стрелы,

и от аварийных нагрузок:

- переподъем ковша;
- растяжка ковша;
- падение груженого ковша с бровки забоя; колебания ковша.



Твердотельная модель стрелы ЭШ 15.90 в модуле АРМ *Structure 3D*

Нагрузки были представлены сосредоточенными силами, собственный вес конструкции учитывался автоматически.

4. Заданы механические параметры используемых материалов, так называемая модель материала.
5. Запуск на расчет подготовленной математической модели в модуле АРМ *Structure 3D*.
6. Анализ полученного напряженно-деформированного состояния конструкции.
7. Редактирование моделей геометрии, с последующим пересчетом и анализом.