

Д.А. Юнгмейстер, А.В. Большунов, Д.В. Смирнов

**РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО
ОРГАНА АГРЕГАТА ДЛЯ ДОБЫЧИ КОНКРЕЦИЙ
МОРСКОГО ДНА**

Семинар № 20

После распада СССР основная часть месторождений марганцевых руд оказались за пределами Российской Федерации, что привело к возникновению проблемы обеспечения промышленности собственным марганцевым сырьем, основными потребителями которого являются металлургические и машиностроительные предприятия. Кроме того, в последние годы наметилась устойчивая тенденция роста потребления марганцевой руды предприятиями РФ [1].

Альтернативным источником марганцевой руды могут стать шельфовые месторождения железомарганцевых конкреций (ЖМК) Балтийского, Баренцева, Карского и Белого морей. Преимущества месторождений ЖМК Балтийского моря заключается в малой удаленности от берега, небольшой глубине (до 100 м) и высокой плотности (до 30 кг/м²) залегания, горизонтальным протиранием (углы падения до 2,5-3,0 град.) и отсутствием покрывающих пород. Дополнительным преимуществом месторождений ЖМК Балтийского моря является малая удаленность от Санкт-Петербурга, крупного металлургического и машиностроительного центра Северо-Западного региона РФ, в результате чего снижаются расходы на транспортировку добытого сырья до места его переработки.

В настоящее время известно значительное число патентов, предложений, планов, проектов, экспериментальных и опытно-промышленных конструкций установок для добычи конкреций со дна

океана, которые можно разделить на два основных класса: механические и гидравлические.

Недостатками механических устройств являются:

- при использовании канатно-ковшовых устройств тралового типа - малая производительность, связанная с цикличностью работ и извлечением большого объема пустой породы, а также возможность проведения работ только на плоском дне без препятствий (расщелины, валуны и т.д.) с рыхлыми донными поверхностями [1].

- при использовании канатно-ковшовых устройств с "бесконечным" канатом - на малых и средних глубинах плохое заполнение ковшей из-за их свободного протаскивания по дну, и, как следствие, низкое качество отработки месторождения; на больших глубинах уменьшение петли канатно-ковшовой системы в размерах, приводящее к резкому снижению производительности; сильное экологическое загрязнение акватории [2].

Недостатками гидравлических устройств являются сложности при работе на плотных грунтах без механических рыхлителей, износ насосов и трубопроводов твердыми частицами, невысокий КПД, высокая энергоемкость процесса, большая замутненность в зоне проведения работ [2].

На кафедре конструирования горных машин и технологий машиностроения предложены несколько вариантов конструкций агрегатов, один из которых (рис. 1)

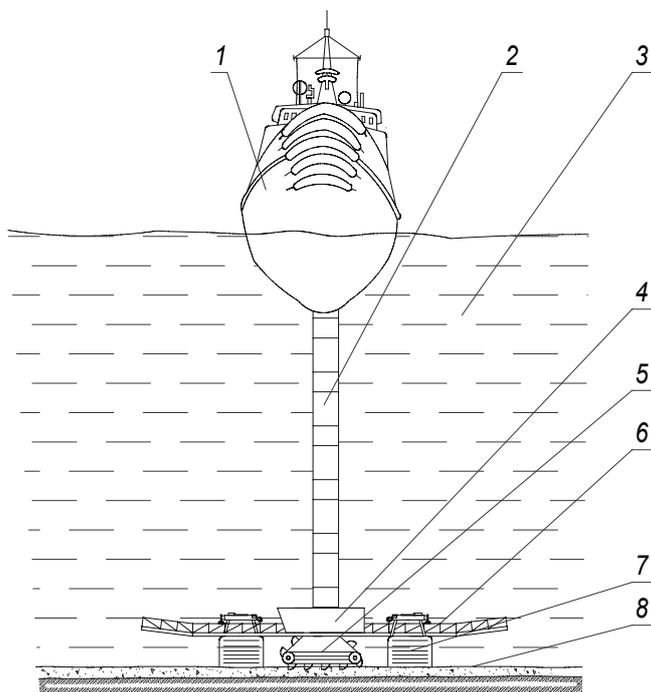


Рис. 1. Общий вид агрегата:

1 – судно обеспечения; 2 – транспортирующая лента с ковшами; 3 – водная среда; 4 – бункер; 5 – исполнительный орган; 6 – ферма придонного агрегата; 7 – механизм передвижения; 8 – залежи железомарганцевых конкреций

го привода имеет фрикционный контакт с транспортирующей лентой 4 установки, посредством прижатия обеих лент друг к другу гидростатическим давлением. Оно создается откачкой насосом 8 через систему клапанов 7 воды из объемов, образуемых в результате прижатия пазов, расположенных в рабочей обкладке тяговой ленты приводов, к нерабочей стороне транспортирующей ленты установки.

отличается от рассмотренных выше тем, что с целью увеличения производительности и глубины работы добычной установки ее тягово-несущий орган выполнен в виде конвейерной ленты 2, снабженной ковшами-поплавками, расположенными с интервалом, определяемым заданной производительностью установки. Лента приводится в движение гидростатическими промежуточными приводами, рассредоточенными вдоль става установки, выполненного в виде колонны труб, снабженной силовым оборудованием и поплавковыми системами.

Основываясь на конструкции и расчетах промежуточного привода, предложено несколько вариантов исполнительных органов агрегата для добычи конкреций морского дна.

Принцип действия первого варианта (рис. 2) исполнительного органа.

Лента с ковшами 4 приводится в движение исполнительным органом, выполненном в виде гидростатического привода (рис. 2). Тяговая лента 3 гидростатическо-

Гидростатический привод исполнительного органа работает следующим образом: от электродвигателя 2 питается насос 8, который посредством системы патрубков и клапанов 7 откачивает воду из замкнутых объемов, образуемых в результате прижатия пазов, расположенных в рабочей обкладке тяговой ленты к нерабочей стороне несущей ленты системы. Благодаря наличию этих полостей происходит прижатие транспортирующей ленты с ковшами к тяговой ленте привода. Ведущая шестерня 6 входит в зацепление со штырями 12 тяговой ленты и, благодаря высокому фрикционному контакту между лентами, происходит перемещение транспортирующей ленты с кошами.

Исполнительный орган имеет тяговое усилие, которое в общем виде может быть рассчитано по формуле:

$$F_T = l_n \Phi \int_0^{l_n} K_n(l_n) dl_n, \quad (1)$$

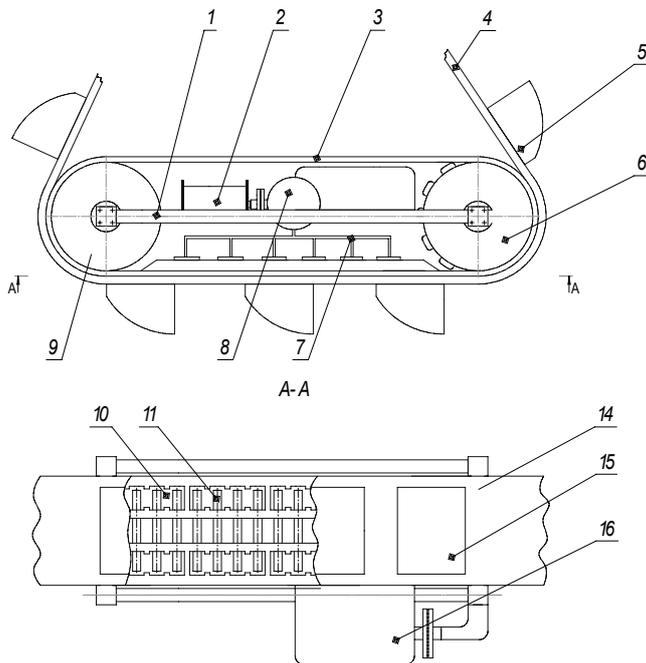


Рис. 2. Гидростатический привод исполнительного органа: 1 – опорная труба; 2 – электродвигатель; 3 – тяговая лента; 4 – транспортирующая лента; 5 – ковш; 6 – ведущая шестерня; 7 – система для создания разрежения между лентами; 8 – насос; 9 – натяжной барабан; 10 – отверстие тяговой ленты; 11 – штырь

– длина участка на котором создается разрежение, м.

Задаваясь значениями глубины разработки, длины промежуточного привода и материалом транспортирующей ленты можно составить таблицу зависимостей.

Вторым рассматриваемым вариантом является сдвоенное роторное колесо с равномерно распределенными по ее ободу призмобразными захватами.

(в данный момент такое устройство патентуется). Внутри каждой призмы имеется полость, из которой откачивается жидкость, при этом в основании каждой призмы имеются отверстия и нижняя плоскость покрыта губчатой резиной. По мере передвижения роторного колеса по дну, одна из расположенных по периметру колеса призм вступает в контакт с придонной поверхностью своим основанием и, благодаря откачиванию жидкости из ее внутренней полости, происходит присасывание грунта и конкреций к нижней плоскости призмы. При дальнейшем повороте роторного колеса и достижении призмой разгрузочного лотка, откачивание воды прекращается и происходит разгрузка. Далее, по достижению этой призмы морского дна, процесс повторяется.

Разрежение в призмах, необходимое для нормальной работы устройства, нахо-

где $K_{II}(l_{II})$ – функция изменения коэффициента натекания в вакуум-систему, Φ – суммарная площадь, на которой создается разрежение. Задаваясь конкретными значениями величин, формула (1) имеет вид:

$$F_T = f \cdot l_{II} \times \left[g \cdot \sum_{i=1}^3 q_i \cdot \cos \beta + \Delta p_0 [\Phi + k_H (A - \Phi)] \right],$$

где f – коэффициент трения между лентами; Φ – суммарная площадь пазов на тяговой ленте, m^2 ; l_{II} – длина исполнительного органа, м; A – зона распространения разрежения, m^2 ; k_H – коэффициент неравномерности; угол установки элеватора; Δp_0 – величина разрежения; $q_i = q_1 + q_2 + q_3$; q_1 – погонный вес ленты, q_2 – погонный вес ковшей, $q_1 + q_2 = 0$, т.к. лента с ковшами имеет нулевую плавучесть; q_3 – погонный вес груза, kg/m ; $A = (Bl_0 - \Phi)$, где B – ширина привода, м; l_0

l_{II} , м	1	4	6	8	10
F , Н	16915	269332	605670	1076456	1681690

где l_{II} – длина исполнительного органа; F – тяговое усилие исполнительного органа

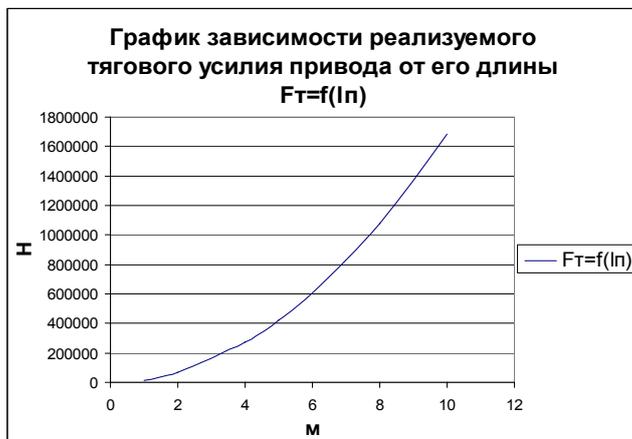


Рис. 3. График зависимости реализуемого тягового усилия привода от его длины

го органа будет составлять $Q = 108$ т/ч конкреций.

Главной особенностью использования гидростатического привода является существенное повышение тягового усилия. В связи с этим, реализация представленного агрегата для добычи конкреций морского дна позволит вести раз-

работку залежей ЖМК на больших глубинах (теоретически 1000 – 1500 м), что безусловно является большим достоинством, т.к. в настоящее время практически отсутствуют технические средства способные вести работы на подобных глубинах. Использование в качестве исполнительного органа роторного колеса с гидростатическими захватами снижает уровень загрязнения водного пространства в зоне ведения работ по добычи конкреций морского дна, что является существенным фактором по обеспечению экологической безопасности водного пространства. Это наиболее актуально при ведении добычи конкреций с небольших глубин, например при разработке поля ЖМК Балтийского моря.

дится из системы уравнений:

$$\begin{cases} P_{нар} - P_{кам} = P_0 + \rho g B_1 Q + \rho g B_2 Q^2 \\ Q = \beta S \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{нар} - P_{кам})} \end{cases}$$

где $P_{нар}$ – наружное давление воды, Па; $P_{кам}$ – давление в камере, Па; B_1 и B_2 – характеристики насоса; ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; Q – подача, м³/с; β – коэффициент расхода; S – площадь щели утечки, м².

Если принять объем полости захвата $V = 0,15$ м³ и площадь основания призмы $S = 0,85$ м², то при укрупненном расчете производительность данного исполнительно-

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Добрецов В.Б., Роголев В.А. Основные вопросы освоения минеральных ресурсов мирового океана / Санкт-Петербург, 2003. 524 с.
2. Лобанов В.А. Справочник по технике освоения шельфа / Л.: Судостроение, 1983. 288 с.

Коротко об авторах

Юнгмейстер Д.А. – доктор технических наук,
 Большунов А.В. – кандидат технических наук,
 Смирнов Д.В. – аспирант,
 Санкт-Петербургский государственный горный институт.

© Н.А. Попов, А.С. Белоусова,
 О.В. Лаврова 2006

**АНАЛИЗ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ЭЛЕМЕНТАХ
ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК
С ОСЕВЫМИ ВЕНТИЛЯТОРАМИ**

Рост нагрузок на забои угольных и рудных шахт предполагает высокие требования к надежности и эффективности шахтных вентиляционных систем, в том числе главных вентиляторных установок (ГВУ), которые являются важнейшей частью технологического оборудования подземной добычи полезного ископаемого.

При проектировании шахтных ГВУ одной из основных задач является определение заданных величин давления и производительности для выбора вентилятора или расчета его аэродинамических и геометрических параметров. Заданными величинами, как правило, являются полное давление вентиляторной установки, производительность вентилятора и коэффициент потерь в установке ΔP_0 . Вентиляторные установки представляют сумму потерь во входном участке ΔP_{ex} , потерь от присутствия опор (ребер жесткости) в самом вентиляторе $\Delta P_{оп}$ и потерь в выходной части, которые состоят из потерь в диффузоре $\Delta P_{диф}$, в выходном канале $\Delta P_{к}$ и при выходе в атмосферу (входе в шахту) $\Delta P_{ввк}$. Отсюда общие потери давления в установке

$$\Delta P_0 = \Delta P_{ex} + \Delta P_{оп} + \Delta P_{диф} + \Delta P_{к} + \Delta P_{ввк}. \quad (1)$$

Полное давление установки P'_v меньше полного давления вентилятора P_v на величину потерь ΔP_0 , которое принято оценивать [1] коэффициентом потерь

давления ζ , определяемого отношением величины ΔP_0 к динамическому давлению вентилятора P_{dv}

$$\zeta = \frac{\Delta P_0}{P_{dv}} = \frac{\Delta P_{ex} + \Delta P_{оп} + \Delta P_{диф} + \Delta P_{к} + \Delta P_{ввк}}{P_{dv}}. \quad (2)$$

Таким образом, полный коэффициент потерь давления определяется как сумма коэффициентов потерь в элементах установки

$$\zeta = \zeta_{ex} + \zeta_{оп} + \zeta_{диф} + \zeta_{к} + \zeta_{ввк}. \quad (3)$$

Для вентилятора, работающего в шахтной установке, его полное давление P_v определяется по формуле

$$P_v = P'_v + \zeta P_{dv}, \quad (4)$$

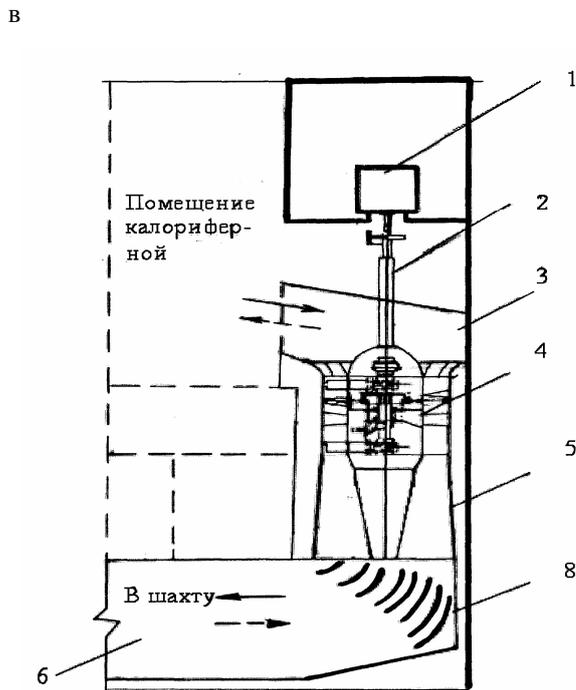
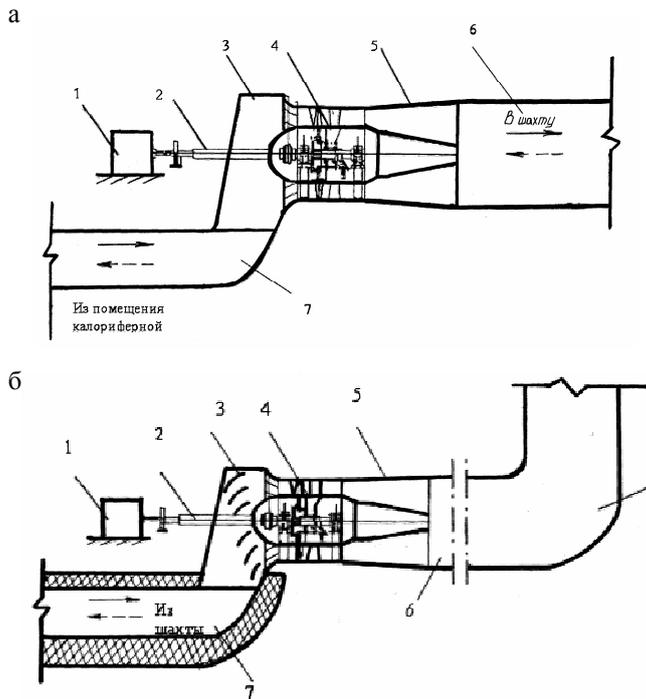
где P'_v - полное давление вентиляторной установки, Па.

Совершенство всей установки в целом характеризуется ее КПД

$$\eta' = \frac{QP'_v}{N}, \quad (5)$$

где Q - производительность вентилятора, м³/с; N - мощность, потребляемая вентилятором, Вт.

В случае всасывающих ГВУ P'_v представляет статическое давление установки P'_{sv} , а η' - ее статический КПД η'_s . Для нагнетательных ГВУ потери давления $\Delta P_{к}$ и $\Delta P_{ввк}$ относятся к



Технологические схемы ГВУ с горизонтальными (а, б) и вертикальными (в) осевыми вентиляторами: 1 – приводной электродвигатель, 2 – трансмиссионный вал, 3 – входная коробка, 4 – вентилятор, 5 – диффузор, 6 – канал, 7 – колено, 8 – выходной элемент (коробка)

сопротивлению сети, P'_v – полное давление установки, а η' – соответствующий ему ее полный КПД.

Критерием экономичности работы вентилятора в установке может быть КПД установки, рассчитанный с учетом потерь давления ΔP_0 в переходной части от вентилятора к расположенной за ним части сети [2]

$$\eta' = \eta \left(1 - \zeta \frac{P_{dv}}{P'_v} \right), \quad (6)$$

где ζ – коэффициент потерь давления в переходной части от вентилятора к нагнетательной части сети или – для вентиляторов, работающих на всасывание – потерь в выходной части установки (в диффузоре, в канале и выходной части).

С целью оценки потерь давления в элементах ГВУ рассмотрим технологические схемы ГВУ с осевыми вентиляторами (рис. 1). Всасывающие и нагнетательные установки с горизонтальными вентиляторами (рис. 1 а, б) включают элементы, потери давления в которых могут существенно повлиять на эффективность установки в целом. К таким элементам относятся

входная коробка 3, диффузор 5, канал 6, колено 7 и выходной элемент 8. Для снижения шума, создаваемого вентилятором, установки часто оборудуются устройствами шумоглушения, которые во всасывающих установках располагаются в выходном элементе 8, а в нагнетательных – в канале между помещением калориферной и входной частью установки. Расположение приводного электродвигателя перед вентилятором позволяет применить приемлемой длины трансмиссионных вал 2 и установить за вентилятором диффузор любой длины.

Установки с вертикальными вентиляторами (рис. 1, в) занимают в 2.5-3.5 раза меньше площади по сравнению с горизонтальными [3]. В них устранены традиционные каналы, в которых по данным литературы теряется 19-35% потребляемой из сети энергии.

Входные элементы установки применяются для присоединения вентилятора к шахтной сети или соединяют его с помещением калориферной. Они выполняются в виде различных колен или коробки.

Простое плавное колено широко применяется в ГВУ с осевыми вентиляторами серии ВОД. Потери давления в плавном колене не превышают $\zeta = 0.03$ [1,4]. В тех случаях, когда вес и размеры электродвигателя не позволяют расположить его над коленом можно применить входную коробку (рис. 1 а, б), которая позволяет расположить ось подводящего канала к оси вентилятора под углом, близким к 90°.

Переход от канала с коленом 7 (рис. 1 а, б) к вентилятору осуществляется при помощи входной коробки 3, течение в которой происходит с ускорением. Такое течение способствует локализации возможных отрывов потока и большей равномерности поля скоростей и давлений в сечении перед вентилятором, что важно для его нормальной работы. Коллектор вентилятора вместе с коком осуществляют дальнейшее поджатие и выравнивание потока перед лопаточным венцом. При оптимальной конструкции входной коробки

коэффициент потерь давления в ней может не превышать $\zeta = 0.06$ [5].

Необходимо заметить, что в аварийном режиме при реверсировании осевого вентилятора поворотом лопаток рабочего колеса (РК) на угол 120-125° (шахтные реверсивные и регулируемые на ходу поворотом лопаток РК осевые вентиляторы ВО-21К, ВО-24К, ВО-30ВК и др. [3]) входная коробка 3 становится выходной. В результате может оказаться, что в реверсивном режиме она будет иметь большой коэффициент потерь давления и создавать значительный шум в помещении установки. Таким образом, при аэродинамическом расчете входной коробки следует учитывать режимы работы ГВУ и обеспечивать коэффициенты потерь, способствующие высокой эффективности вентиляторной установки в целом. Входные элементы установки соединяют вентилятор с атмосферой (рис. 1, а) или присоединяют его шахтной сети (рис. 1, б, в). К ним относится диффузор 5, канал 6, выходной элемент 8, который может представлять колено (рис. 1, а) и выходную коробку (рис. 1, в).

Диффузор за вентилятором устанавливается для торможения потока. Если шахтная сеть находится на стороне всасывания (рис. 1, а), назначение диффузора состоит в том, чтобы с наибольшей эффективностью преобразовать динамическое давление вентилятора в статическое. В случае, когда вся сеть за диффузором (рис. 1, б, в), то он предназначается для уменьшения скорости до величины, заданной на входе в шахтную сеть.

В настоящее время в шахтных ГВУ с осевыми вентиляторами применяют предотрывные диффузоры [6], у которых закон изменения проходных сечений выбран из условия, что во всех сечениях пограничный слой находится в предотрывном состоянии. При таком профилировании каналов можно получить максимальную эффективность диффузора при заданной длине, либо предельное сокращение его

длины при фиксированной эффективности.

Продувки предотрывных кольцевых диффузоров [6] показали, что при длине $\bar{l} = 1.5$ ($\bar{l} = \frac{l}{d}$, где l - длина диффузора, м; d - диаметр входа в диффузор, м) полный коэффициент потерь давления в установке с моделью вентилятора ВОД составил $\zeta = 0.2$. Такой же коэффициент потерь давления имеет конический кольцевой диффузор, но только при $\bar{l} = 2$.

Коэффициенты потерь давления всей выходной части при правильном расчете конструкции ее элементов могут дости-

гать $\zeta = 0.2 - 0.25$, а всей установки - $\zeta = 0.27 - 0.33$ [1, 7].

Проведенный анализ потерь давления в элементах шахтных ГВУ с осевыми вентиляторами показал, что для выбора требуемых расчетных параметров вентилятора необходимо на стадии проектирования достаточно точно оценить полный коэффициент потерь давления в установке ζ , а для эффективной работы всей установки в целом - выбрать ее компоновку и конструктивные параметры элементов, которые бы обеспечили минимальные коэффициенты потерь давления при заданных аэродинамических и акустических параметрах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ушаков К.А., Брусиловский И.В., Бушель А.Р. Аэродинамика осевых вентиляторов и элементы их конструкций. - М.: Госгортехиздат, 1960. -422 с.
2. Бычков А.Г. Аэродинамические характеристики, области работы и графики для выбора центробежных и осевых вентиляторов // Промышленная аэродинамика, вып. 17. - М.: Оборонгиз, 1960. - с. 102-121.
3. Петров Н.Н., Попов Н.А., Батяев Е.А., Новиков В.А. Теория проектирования реверсивных осевых вентиляторов с поворотными на ходу лопатками рабочего колеса // ФТПРПИ. - 1999. №5. -с.79-92.
4. Шахтные вентиляторные установки главного проветривания. Справочник// Бабак Г.А., Бочаров К.П., Волохов и др. - М.: Недра, 1982. - 296 с.
5. Брусиловский Н.В. Аэродинамика и акустика осевых вентиляторов. - М.: Изд. ЦАГИ. - 2004. - 265 с.
6. Левин Е.М. Предотрывные диффузорные элементы установок с осевыми вентиляторами // Шахтные турбомашин. - Донецк: ИГМТК им. М.М.Федорова. - 1972. - №30. - с. 16-24.
7. Захарчук Г.И. Рациональные компоновки выходных элементов шахтных установок с осевыми вертикальными вентиляторами // Стационарное оборудование шахт. - Донецк: ВНИИГМ им. М.М. Федорова. - 1987. - с. 156 - 164.

Коротко об авторах

Попов Н.А., Белоусова А.С., Лаврова О.В. - ИГД СО РАН.



© А.П. Комиссаров, В.С. Шестаков,
А.А. Жиганов, 2006

**К ОБОСНОВАНИЮ РАБОЧЕЙ
И ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ХАРАКТЕРИСТИК
КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА**

Одной из существенных особенностей горных машин, обуславливающих сложность определения и расчета показателей рабочих процессов, является нелинейность и нестационарность их характеристик и параметров.

В общем случае привод горных машин можно рассматривать как функциональный преобразователь, который для каждой совокупности входных характеристик и параметров (свойства горных пород, траектория движения исполнительного органа, вид конструктивной схемы рабочего оборудования и др.) устанавливает соответствующую совокупность выходных параметров (производительность машины, энергозатраты и т.д.).

Так для гидравлического экскаватора с рабочим оборудованием обратная лопата (рис. 1, 2) функциональный преобразователь имеет вид:

$$\begin{aligned}
 i_{V_{uc}} &= \frac{V_{uc}}{V_K} = \frac{\omega_c \cdot AE \cdot \sin(\varphi_c - \alpha - \alpha_2)}{V_K}; \\
 i_{V_{up}} &= \frac{\left\{ \omega_c \cdot [AB \cdot \sin(\varphi_p - \alpha) + AE_0 \cdot \cos(\varphi_p - \alpha)] + \omega_p \cdot FB \sin(\varphi_p - \beta - \beta_2) \right\}}{V_K}; \\
 i_{V_{uk}} &= \frac{\left\{ \omega_p \cdot [BE \cdot \sin(\varphi_k - \beta) + BF_0 \cdot \cos(\varphi_k - \beta)] + \omega_k \cdot CD \cdot \sin(\varphi_k - \gamma - \gamma_c) \right\}}{V_K}; \\
 i_{F_{uc}} &= \frac{F_{uc}}{F_{BH}} = \frac{1}{AE \cdot \sin(\varphi_c - \alpha - \alpha_2)} \times \\
 &\times [(Y_A - Y_K)(\cos\psi - \lambda \cdot \sin\psi) + (X_A - X_K) \cdot (\sin\psi - \lambda \cdot \cos\psi) + F_{uco}] ; \\
 i_{F_{up}} &= \frac{F_{up}}{F_{BH}} = \frac{1}{FB \cdot \sin(\varphi_p - \beta - \beta_2)} \times \\
 &\times [(Y_B - Y_K)(\cos\psi - \lambda \cdot \sin\psi) + (X_A - X_B) \cdot (\sin\psi - \lambda \cdot \cos\psi) + F_{upo}] ; \\
 i_{F_{uk}} &= \frac{F_{uk}}{F_{BH}} = \frac{1}{CD \cdot \sin(\varphi_k - \gamma_c - \gamma)} \times \\
 &\times [(Y_C - Y_K)(\cos\psi - \lambda \cdot \sin\psi) + (X_K - X_C) \cdot (\sin\psi - \lambda \cdot \cos\psi) + F_{uko}] ; \\
 F_{uco} &= [0,5G_c(X_B - X_A) + 0,5G_p(X_B + X_C - 2X_A) + G_k(X_K - X_A) + \\
 &+ 0,5G_{uc}(X_E + X_T - 2X_A) + 0,5G_{up}(X_R + X_B - 2X_A) + 0,5G_{uk}(X_L + X_D - 2X_A)] / F_{BH} ;
 \end{aligned}$$

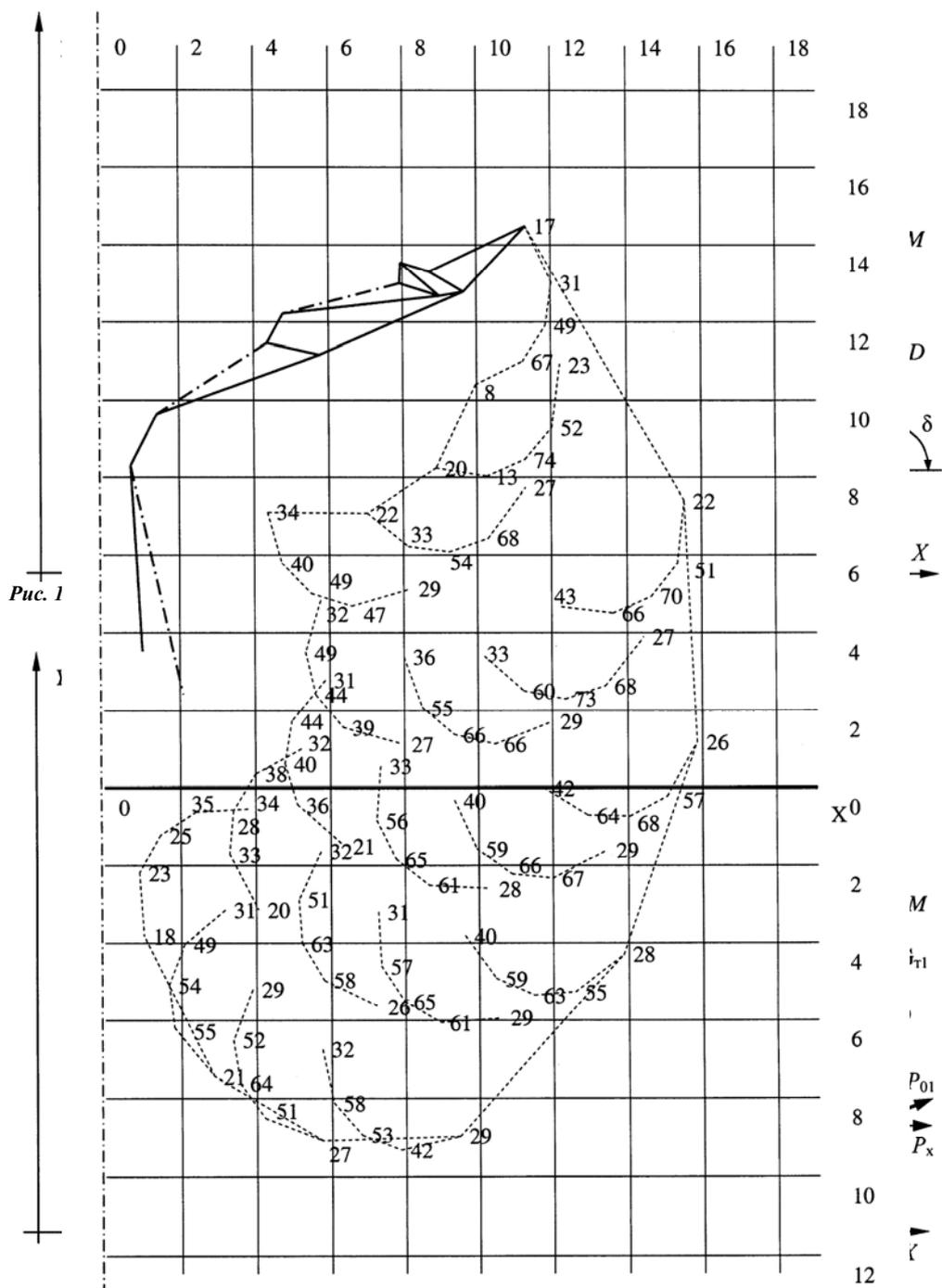


Рис. 2. Углы к определению усилий
 Рис. 3. Траектории вершингзуба ковша и реализуемые усилия при копании (кН)

$$F_{\text{црo}} = [0,5G_p (X_C - X_B) + 0,5G_K (X_K - X_B) + 0,5G_{\text{цр}} (X_R - X_B) + 0,5G_{\text{цк}} (X_L + X_D - 2X_B)] / F_{\text{вн}}$$

$$F_{\text{цкo}} = [G_K (X_K - X_C) + 0,5G_{\text{цк}} (X_D - X_C)] / F_{\text{вн}}$$

$$i_{P_{\text{цс}}} = i_{V_{\text{цс}}} \cdot i_{F_{\text{цс}}}; \quad i_{P_{\text{цк}}} = i_{V_{\text{цк}}} \cdot i_{F_{\text{цк}}}; \quad i_{P_{\text{цр}}} = i_{V_{\text{цр}}} \cdot i_{F_{\text{цр}}},$$

где $i_{V_{\text{цс}}}$, $i_{V_{\text{цр}}}$, $i_{V_{\text{цк}}}$ - передаточные функции скоростей штоков гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша; ω_c , ω_p , ω_k - угловые скорости стрелы, рукояти и ковша; $i_{F_{\text{цс}}}$, $i_{F_{\text{цр}}}$, $i_{F_{\text{цк}}}$ - передаточные функции сил на штоках гидроцилиндров; $i_{P_{\text{цс}}}$, $i_{P_{\text{цр}}}$, $i_{P_{\text{цк}}}$ - передаточные функции мощностей на штоках гидроцилиндров; V_K , $F_{\text{вн}}$ - скорость точки К ковша и составляющая сил сопротивления внедрению ковша.

На рис. 3 показана диаграмма изменения усилия на зубьях ковша (при расчетном значении усилия на штоке цилиндра рукояти) в зависимости от положения ковша в пределах рабочей зоны экскаватора ЭГО-150.

Данная диаграмма позволяет оценить величину отделяемого слоя породы в конкретной точке рабочей зоны и, в конечном счете, степень заполнения ковша для всей рабочей зоны.

В целом, на основании диаграмм изменения усилий скорости копания, мощности сил сопротивления копанию можно получить полную информацию о показателях рабочего процесса (потребляемой мощности, мгновенном и цикловом КПД, производительности экскаватора и др.), т. е. рабочую характеристику экскаватора.

При отработке конкретного забоя эксплуатационная характеристика будет представлять фрагмент рабочей характеристики.

Выводы:

1. В конкретных условиях эксплуатации значения ряда технических показателей карьерных экскаваторов (продолжительность цикла, производительность и др.) изменяются в широких пределах, что затрудняет получение достоверной информации о качестве оборудования.
2. Технические возможности карьерного экскаватора в полной мере определяются рабочей характеристикой, а эксплуатационная характеристика является характеристикой системы «экскаватор – забой».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Общая методика определения уровня качества горно-шахтного и обогащительного оборудования.* – М.: СЭВ, 1971.
2. *Солод Г.И.* Основы квалитметрии. – М.: МГИ, 1991. – 84 с.
3. *Подэрни Р.Ю.* Механическое оборудование карьеров. – М.: Изд. МГТУ, 2003. – 6-6 с.
4. *Савченко А.Я.* Совершенствование методологии оценки качества высокопроизводительного экскавационного оборудования большой единичной мощности на этапе эксплуатации. – Горные машины и автоматика, 2001. - № 1. – С. 4-6.

Коротко об авторах

Комиссаров А.П., Шестаков В.С., Жиганов А.А. – Уральский государственный горный университет.