

очень низкие (0,01–0,13). Таким образом, можно считать, что прочность песчаников в диапазоне глубин от 5 до 70 м практически не зависит от глубины как для образцов в сухом, так и в водонасыщенном состоянии.

Наибольшая связь прочностных свойств с глубиной отмечается у слабывветрелых аргиллитов и алевролитов, известняков и пород зон тектонических нарушений (коэффициенты корреляции в этих случаях составляют 0,25–0,42).

Полученные данные могут быть использованы при оценке устойчивости сохранившихся пустот в старых горных выработках на малых глубинах, при определении уровней затопления закрывающихся шахт, а также при определении рисков, связанных с активизацией процессов сдвижения.

### **Библиографический список**

1. Гавриленко Ю.Н., Феофанов А.Н. Оценка современного состояния старых горных выработок на малых глубинах // Изв. Донецкого горного института, 2001. — № 2. — С. 87–91.
2. Гавриленко Ю.Н., Улицкий О.А., Шиптенко А.В. Об условиях образования провалов на земной поверхности над горизонтальными и наклонными выработками // Проявление горного давления: Сб. науч. тр. №3. — Донецк, 1999. — С. 110–115.
3. Малинин С.И. Геологические основы прогноза поведения пород в горных выработках. — М.: Недра, 1970. — 192 с.

*© Гавриленко Ю.Н., Ермаков В.Н., Феофанов А.Н., 2002*

УДК 622.243

КАЛИНИЧЕНКО О.И. (ДонНТУ), ЗЫБИНСКИЙ П.В. (ЗАО «Компания «Юговостокгаз»)

## **ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ ПРОБООТБОРНИКОВ С ГИДРОВРАЩАТЕЛЬНЫМ ПРИВОДОМ ДЛЯ БУРЕНИЯ МЕЛКИХ ПОДВОДНЫХ СКВАЖИН**

На современном этапе развития геологоразведочных работ и геологических исследований в нашей стране отмечаются крупные достижения по созданию высококоразвитой техники и эффективной технологии однорейсового бурения мелких скважин в осадочном комплексе морского шельфа. По данным [5, 7] созданные в ДонНТУ легкие автономные установки (ЛТС) типа УГВП и ПУВБ обеспечивают рентабельную и производительную однорейсовую проходку скважин глубиной до 10 м в осадках I–IV категорий по буримости. Однако на малом интервале разреза скважины в условиях резкого перехода легких грунтов (илы, пески, мягкопластичные глины и др.) в породы средней твердости и твердые (V–VII категории) применение таких ЛТС реализующих преимущественно ударно-вибрационное погружение бурового снаряда в породу становится не эффективным [7].

Для отмеченных горно-геологических условий перспективным направлением расширения области использования ЛТС является создание новых типов морских пробоотборников обеспечивающих вращательный способ разрушения горных пород. Этот способ отличается низкой энерго- и металлоемкостью, высокой производительностью и универсальностью [8]. Отечественные и зарубежные авторы первых проектов погружных колонковых вращательных пробоотборников (ПКВП) подчеркивают целесообразность применения в качестве привода вращательного пробоотборника турбобуров, относящихся к группе гидродинамических двигателей и винтовых двигателей, являющихся наиболее известными в группе гидростатических ма-

шин. Вместе с тем перспективность названных приводов ПКВП с точки зрения их соответствия основным требованиям к ЛТС для однорейсового вращательного пробоотбора авторами сделаны без учета жестких технических и параметрических ограничений, обусловленных спецификой морского бурового производства. Это обстоятельство вызывает целый ряд противоречивых рекомендаций при выборе рациональных схем вращательного привода ПКВП.

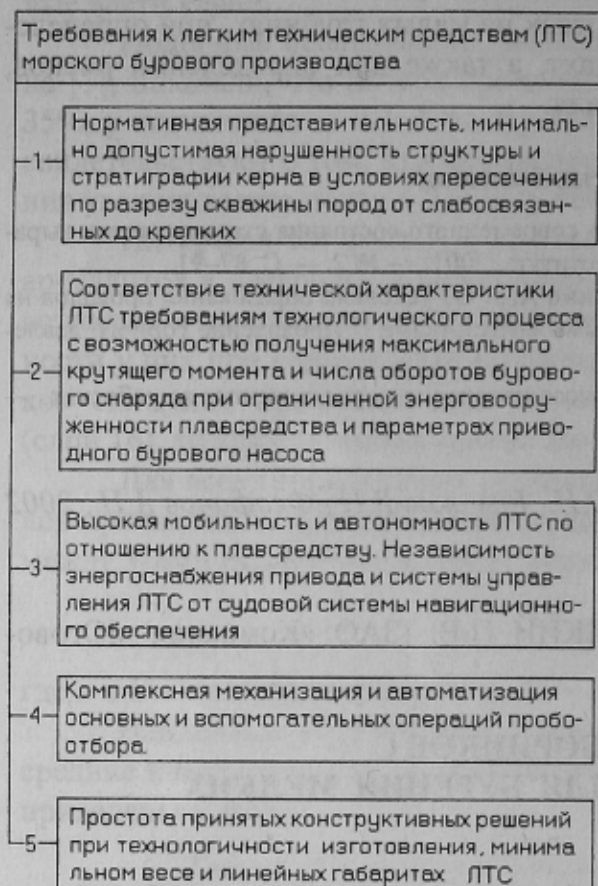


Рис. 1. Требования к легким техническим средствам морского бурового производства

Характеристики двигателя достигаются при расходе жидкости более 10 л/с и при перепаде давления в системе 5–7 МПа, что в большинстве случаев превышает номинальную энерговооруженность буровых судов, выделяемую на привод буровых насосов. Кроме того, для реализации отмеченных параметров (прежде всего по поз.5 рис.1) линейные размеры турбобура, определяющиеся диаметром и количеством турбин значительно превышают требования к габаритам установки. Например, при необходимом диаметре турбобура (105–130 мм) его длина должна составлять величину более 4,5 м.

Не менее проблематично целевое использование винтовых двигателей (ВД). Несмотря за ряд преимуществ по сравнению с турбобурами (скорость вращения на рабочем режиме двигателей, выполненных в равных диаметральных размерах, меньше или близка режиму холостого хода; при рабочей мощности и установленном диаметре, длина и вес ВД существенно меньше; перепад давления в ВД увеличивается при возрастании нагрузки, что дает возможность контролировать процесс буре-

Показателем преимущества того или иного двигателя для специфических условий донного пробоотбора является возможность комплексного выполнения обобщенных требований к ЛТС, представленных на рис.1. Реализация последних обуславливает необходимость расширения функций гидродвигателя, который должен обеспечивать эффективное разрушение пород (за счет получения необходимых значений крутящего момента и числа оборотов при ограниченных затратах энергии приводного насоса) и обратную промывку скважины с интенсивностью, обеспечивающей как сохранность слабосвязанных грунтов, так и достаточную скорость восходящего движения жидкости в колонковом наборе для надежного удаления разрушенных твердых пород с забоя скважины [2, 7].

Турбобуры [8, 9] благодаря эффективному преобразованию кинетической энергии жидкости во вращательное движение ротора, надежно обеспечивают необходимые выходные параметры ПКВП по крутящему моменту (350–500 Нм) и частоте оборотов снаряда (150–200 об/мин). Вместе с тем, такие харак-

ния; более высокий К.П.Д.), винтовые двигатели имеют ряд недостатков, вытекающих из кинематики и динамики рабочих органов машины. Эти недостатки обобщаются такими позициями:

- непостоянная ориентация ротора в статоре, с перераспределением первоначального натяга между ротором и статором, что приводит к возникновению одностороннего зазора, через который происходят большие утечки жидкости;

- высокие контактные давления (в пределах 6–7 кН/см) в паре ротор-статор, что требует применения в качестве обкладки статора высококачественных полимерных материалов;

- образующиеся между ротором и статором заполненные жидкостью полости имеют клинообразные околосконтактные участки, примыкающие к поверхности трения, в результате этого увеличивается вероятность захвата абразивных частиц и перемещения их в зону трения;

- планетарное движение ротора требует применения карданного вала для его соединения со шпинделем. При этом знакопеременные нагрузки, возникающие при движении ротора, являются причиной возникновения повышенной вибрации системы, что приводит к ускоренному износу карданного вала и отрицательно сказывается на качестве кернового материала;

- сложность изготовления основных деталей двигателя при невозможности ремонта статора и ротора;

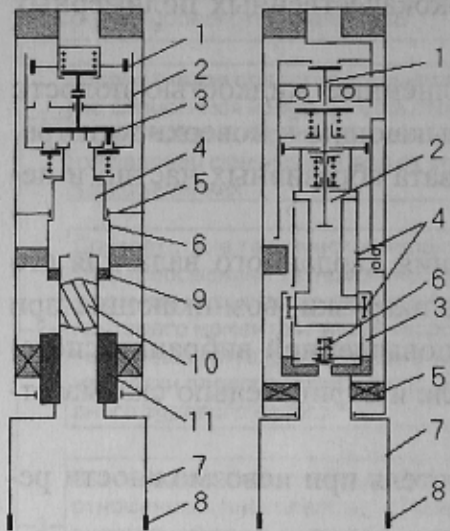
- значительные линейные габариты двигателя (от 3,9 м (для диаметра 85 мм) до 7,6 м (для диаметра 172 мм)). Эта характеристика определяется потребным крутящим моментом [1, 9].

Учитывая отмеченное, а также однофункциональный характер работы рассмотренных гидродвигателей (отсутствие технической возможности реализации обратной промывки скважин), можно сделать вывод о том, что принципиальные схемы турбобуров и винтовых двигателей при принятых конструктивных вариантах исполнения не удовлетворяют основным требованиям (по поз.1,2,3 и 5), предъявляемым к приводу погружной вращательной установки.

В условиях жестких требований к качеству пробоотбора при технических и технологических ограничениях (рис.1) практическая реализация проблемы возможна на базе экономичных поршневых двигателей. Первый такой гидробур был предложен еще в 1949 году Н.В.Хубецовым (а.с. № 68381). В дальнейшем идея создания такого типа гидробуров воплощалась в разработках целого ряда научно-производственных организаций и отдельных исследователей. Многие схемы поршневых гидродвигателей были доведены до стендовых и промышленных испытаний с подтверждением работоспособности машин при бурении скважин большого диаметра [1,9]. Основным тормозом широкого внедрения рассмотренных поршневых гидробуров является сложность и низкая надежность систем распределения рабочей жидкости. Принятые в конструктивных решениях золотниковые и кулисно-шиберные распределительные узлы характеризуются большим количеством коммутационных каналов для прохода жидкости, что вызывает дополнительные потери напора в системе. Существенным недостатком разработок является также ограниченный моторесурс (из-за быстрого износа уплотнительных поверхностей) и сложность конструкции при высокой стоимости изготовления.

Более успешным явился опыт проектирования и практического применения поршневых двигателей с клапанной системой распределения рабочей жидкости в

гидродвигателе. Такие системы наиболее широко использованы в гидродвигателях погружных гидронасосов для откачки зашламованных жидкостей, конструкции и схемы которых предложены Г.И.Неудачиным [4] и в последствии усовершенствованы В.И.Пилипцом [6]. Впервые на базе конструкций указанной группы гидронасосов в Донецком национальном техническом университете предложены принципиально новые и эффективные схемы гидробуров для вращательного бурения подводных скважин.



**Рис.2.** Схемы гидробуров: **а** — реверсивно-вращательный; **б** — вращательный

Первым макетом гидробура стал реверсивно-вращательный механизм, включающий две секции: гидродвигательную и преобразовательную (рис. 2, а) [10]. В гидродвигательную секцию входит поршень I, цилиндр 2, клапанный блок 3, шток 4, узел уплотнения 5. Гидродвигатель дифференциального действия с двухклапанным распределением рабочей жидкости. В преобразовательную секцию входят: направляющие 6, соединенные со штоком гидродвигателя, гайка 9, винт 10, шпindelь 11. Винт 10 через шпindelь 11 жестко связан с колонковым набором (поз.7 и 8).

Подача рабочей жидкости в гидродвигатель вызывает движение цилиндра 2, клапанного блока 3, штока 4 и соединенных с ним направляющих 6 вверх. В это время отработанный рабочий агент через отверстия в штоке, винте и шпindelе вытесняется на забой. На всем протяжении хода вверх гайка 7, взаимодействуя с винтом 8, вращает его вправо, а реактивный момент посредством пазов в направляющих 6 воспринимается корпусом.

В верхней точке за счет силы удара о выступы поршня и силы сжатой пружины осуществляется реверс, при этом гайка 9, взаимодействуя с винтом 10, поворачивает его влево.

Такая конструктивная схема позволяет создать механизм малого диаметра. Однако по предварительной оценке использование малогабаритного преобразователя приводит к ускоренному абразивному износу его рабочих элементов, при этом повышенные значения усилий трения-скольжения винтовых поверхностей существенно снижает к.п.д. устройства.

Дальнейший поиск возможностей увеличения моментоемкости двигателя привел к разработке поршневого гидробура двойного действия с одинаковыми рабочими площадями при ходе поршня вверх и вниз (рис.2, б) [11].

Гидробур включает клапанный блок I, поршень со штоком 2, приводной вал 3, с внутренней винтовой канавкой, в которой перемещаются ролики 4, подвижно закрепленные в штоке, подшипниковый узел 5, вспомогательный клапан 6.

При подаче рабочей жидкости она поступает в верхнюю полость цилиндра и поршень 2 совершает ход вниз, при этом ролики 4 взаимодействуя с приводным валом 3, вращают его. Реактивный момент со штока 2 снимается второй парой роликов 4 и передается на корпус. Отработанный рабочий агент поступает на забой скважины.

В нижней точке реверса закрывается вспомогательный клапан, давление в полостях цилиндра выравнивается и за счет энергии сжатой пружины блок клапанов

переставляется в нижнее положение. Рабочая жидкость поступает в нижнюю полость цилиндра и перемещает поршень вверх. При этом отработанная жидкость выталкивается во внешнюю среду.

Предложенные конструктивные решения являются начальным этапом создания перспективной группы поршневых гидробуров для вращательного бурения мелких подводных скважин. Вместе с тем, рассмотренные гидродвигатели отличаются от других объемных механизмов для бурения скважин большей энергоемкостью (отношением вращающего винта к наружному диаметру), высоким к.п.д. (до 70%) и более жесткой характеристикой, что позволяет варьировать режимами бурения. Они отличаются компактностью, технологичностью изготовления и ремонта. Наличие поступательно движущегося штока обеспечивает техническую возможность включения в состав двигателя насосного блока для осуществления обратной промывки скважин. Эти особенности разработок выявлены в результате значительного объема лабораторных и предварительных производственных испытаний устройств. Перед отраслью морского бурового производства открываются новые направления решения проблемных задач, обусловленных требованиями к ЛТС для проходки скважин в широком спектре донных отложений.

### Библиографический список

1. **Забойные** винтовые двигатели для бурения скважин / М.Т.Гусман, Д.Ф.Балденко, А.М.Кочнев, С.С.Никомаров. — М.: Недра, 1981.
2. **Лобанов В.А.** Справочник по технике освоения шельфа. — Л.: Судостроение, 1983. — 288 с.
3. **Москвитин В.В.** Легкие технические средства опробования морских отложений. // Изв. вузов. Геология и разведка, 1978. — № 1. — С. 134–137.
4. **Неудачин Г.И., Подкидышев А.П., Бажутин А.Н.** Вопросы разработки и применения погружных насосов для промывки буровых скважин и откачки воды // Совершенствование техники и технологии разведочного колонкового бурения. — М.: Недра, 1968. — С. 68–122.
5. **Новые** технические средства бурения скважин в условиях морского шельфа / О.И.Калиниченко, А.А.Каракозов, В.А. Русанов и др. // Сб. научных трудов НГА Украины. — Днепропетровськ, 1998. — Вып. 3. — Т. 2. — С. 255–258.
6. **Пилипец В.И.** Насосы для подъема жидкости. Учебное пособие. РИА ДонГТУ. — Донецк, 2000. — 247 с.
7. **Применение** погружных автономных установок для однорейсового бурения подводных скважин / О.И.Калиниченко, А.В.Коломоец, Е.В.Квашин и др. // Техн. и технол. геол.развед. работ; орг.пр-ва. Обзор / ВИЭМС. — М., 1988. — Вып. 2. — 46 с.
8. **Разведочное бурение** / А.Г.Калинин, О.В.Ошкордин, В.М.Питерский, Н.В.Соловьев. — М.: Недра, 2000. — 740 с.
9. **Ясов В.Г.** Погружные гидравлические буровые машины. — Днепропетровск, 1974. — 64 с.
10. **А.с. № 855171 СССР, МКИ E21в 49/02.** Реверсивный гидробур / Г.И.Неудачин, П.В.Зыбинский, В.И.Пилипец, В.С. Фоменко.
11. **А.с. № 926210 СССР, МКИ E21в 49/02.** Гидробур / П.В.Зыбинский, В.С.Фоменко.

© Калиниченко О.И., Зыбинский П.В., 2002