Записки Ленинградского горного института им.Г.В.Плеханова.
Т. 126. Л., 1991

УДК 622.242

# ГИДРОПРИВОДНОЙ ПРЯМОДЕЙСТВУЮЩИЙ БУРОВОЙ НАСОС

А.С.ДАВЫДОВ

При бурении скважин различного назначения одним из главных энергопотребляющих узлов бурового агрегата является буровой насос. Доля энергозатрат на промывку скважины при бурении среди других основных процессов сооружения скважины (разрушение забоя и вращение колонны бурильных труб, спуско-подъемные операции) достигает 80 %[x]. Поэтому эффективность буровых работ в большей степени зависит от технико-экономических характеристик применяемых насосов. Новые технологии бурения, ужесточающиеся требования к экономичности и качеству буровых работ все больше определяют принципиальные конструктивные схемы самих буровых насосов.

Буровой насос должен отвечать следующим требованиям: максимально возможная жесткость характеристики; возможность плавного регулирования подачи промывочной жидкости; максимально возможная равномерность потока во всасывающей (для обеспечения высокой всасывающей способности вязких жидкостей) и в нагнетательной линии (для снижения инерционных затрат энергии, учитывая большую длину нагнетательной линии, равную двойной глубине скважины); минимальная материалоемкость конструкции при минимальных габаритных мерах с учетом возрастающей доли поисковых работ в труднодоступных местностях; высокая надежность и ремонтопригодность в условиях удаленности от ремонтных баз; совместимость с перспективными типами буровых комплексов (автоматизированными, гидрофицированными и т.д.).

В настоящее время при бурении на твердые полезные ископаемые в основном применяются трехплунжерные насосы нормального ряда НБ (ГОСТ 12123-73). Эти насосы имеют металлоемкость 30-36 кг/кВт, степень неравномерности подачи 0,23, среднюю скорость вытеснителей 0,32-0,78 м/с, ступенчатую регулировку подачи.

Одним из наиболее перспективных путей повышения эффективности бурения является разработка и применение гидроприводных прямодействующих насосов, позволяющих обеспечить металлоемкость до 15-25 кг/кВт, степень неравномерности подачи до 0,05-0,07 и меньше, среднюю скорость вытеснителей ниже 0,2 м/с, плавную, на ходу регулировку подачи. Интерес к гидроприводным

[x] Маковей Н. Гидравлика бурения. М.: Недра, 1986.

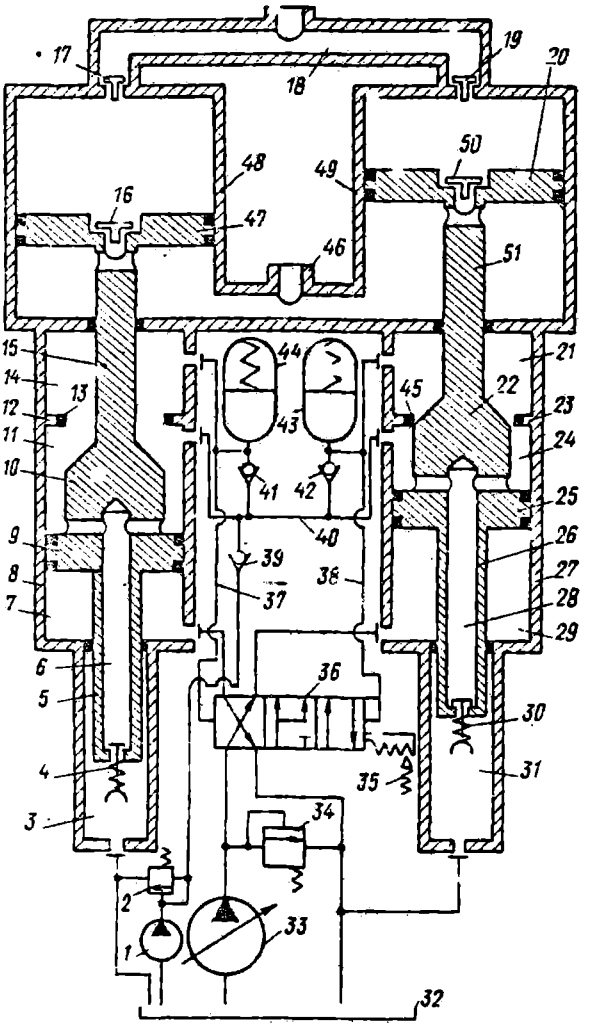



Рис.1. Гидроприводной прямодействующий буровой насос

1 – маслонасос системы компенсации утечек; 2 – переливной клапан; 3 и 31 – дополнительные полости; 4 и 30 – клапаны; 5 и 26 – плунжеры; 6 и 28 – каналы плунжера; 7 и 29 – поршневые полости; 8 и 27 – приводные цилиндры; 9 и 25 – приводные поршни; 10 и 22 – выступы штоков; 11 и 24 – штоковые полости; 12 и 23 – кольцевые выступы; 13 и 45 – уплотнения; 14 и 21 – полости датчиков положения поршней; 15 и 51 – штоки; 16 и 50 – всасывающие клапаны; 17 и 19 – нагнетательные клапаны; 18 – линия нагнетания бурового раствора; 20 и 47 – рабочие поршни; 32 – бак; 33 – маслонасос; 34 – предохранительный клапан; 35 – фиксатор золотника реверса; 36 – реверсивный распределитель; 37 и 38 – гидролинии управления золотником реверса; 39 – обратный клапан системы компенсации утечек; 40 – гидролиния синхронизации; 41 и 42 – обратные клапаны; 43 и 44 – гидроаккумуляторы; 48 – линия всасывания рабочей жидкости (бурового раствора); 48 и 49 – рабочие цилиндры

насосам особенно усиливается при создании полностью гидрофицированных буровых агрегатов. За рубежом создано несколько опытных образцов гидроприводных прямодействующих насосов (ГПН) в основном для бурения скважин на нефть и газ. В СССР с 1981 г. серийно выпускается в составе буровой установки УПБ-100ГТ ГПН типа 1ГБ-1. Восьмилетний опыт эксплуатации этого насоса в ПГО "Архангельскгеология" показал, что основная доля отказов приходится на механическую систему управления реверсивным гидрораспределителем и механическую систему синхронизации вытеснителей. Имеющиеся по патентным данным конструкции ГПН с четырьмя и более вытеснителями, несмотря на высокую степень равномерности потока, не отвечают требованиям буровых работ из-за большого числа уплотнений, резкого возрастания габаритов и массы.

Предлагается конструкция двухцилиндрового ГПН с гидроуправляемым распределителем и гидровозвратом поршней (рис.1). Учитывая, что требуемые давления нагнетания промывочной жидкости в 2-5 раз меньше номинальных давлений современных гидросистем, цилиндры ГПН являются мультипликаторами расхода и редукторами давления, при этом работа ГПН характеризуется соотношением

$$\frac{Q_р}{Q_п \eta_с} = \frac{P_п \eta_{гм}}{P_р} = \frac{F_р}{F_п} = k, \qquad (1)$$

где $Q_р, Q_п$ – подачи, соответственно, рабочей (промывочной) и приводной жидкостей; $P_р, P_п$ – давления рабочей и приводной жидкостей; $F_р, F_п$ – площади рабочего и приводного поршней; $\eta_о$ – объемный КПД ГПН, $\eta_о = \eta_у \eta_п$; $\eta_у$ – коэффициент утечек в приводной части ГПН; $\eta_п$ – коэффициент подачи рабочей части ГПН; $\eta_{гм}$ – механогидравлический КПД ГПН; $k$ – коэффициент редукции (мультипликации).

Таким образом, параметры потоков приводной и рабочей жидкости связаны соотношением

$$Q_р P_р = Q_п P_п \eta_с \eta_{гм} = Q_п P_п \eta, \qquad (2)$$

где $\eta$ – общий КПД ГПН, $\eta = \eta_о \eta_{гм}$.

Увеличение диаметра рабочих поршней, и, соответственно, рабочего объема ГПН, позволяет обеспечить требуемую подачу при значительном снижении числа двойных ходов, а значит, и скорости движения поршней, что позволяет в 2–6 раз снизить износ рабочих поршней, клапанов, втулок рабочих цилиндров.[x]

Применение в ГПН пневмокомпенсаторов для снижения неравномерности подачи промывочной жидкости особенно невыгодно, так как их объем пропорционален рабочему объему насоса. В предлагаемом ГПН высокая степень равномерности обеспечивается за счет наложения подач цилиндров в начале и конце каждого хода поршней. Совмещенные с положениями гидрораспределителя графики идеальной и действительной подачи и скоростей поршней приведены на рис.2. Из рис.2 видно, что идеальная степень неравномерности подачи ГПН равна нулю, в реальном насосе, учитывая переходные процессы, степень неравномерности отлична от нуля. ГПН работает следующим образом (см. рис.1).

Масло из бака 32 силовым насосом 33 подается через реверсивный гидрораспределитель 36 в поршневую полость 29 приводного цилиндра 27. Золотник при этом находится в крайнем правом положении. Двигаясь от задней мертвой точки к передней (ход нагнетания), поршень 25 через шток 51 перемещает вытеснитель 20 рабочего цилиндра, который нагнетает перекачиваемую жидкость через клапан 19, одновременно засасывая жидкость в штоковую полость рабочего цилиндра 49. Всасывающий клапан 50 при этом закрыт. Одновременно масло вытесняется из полостей 24 и 21 приводного цилиндра 27 и поступает по гидролинии 40 частично в гидроаккумуляторы и в полости 11 и 14 приводного цилиндра 8, перемещая поршень 9 от передней мертвой точки к задней (ход всасывания). Масло от дополнительного насоса 1 через обратный клапан 39 и гидролинию 40 также поступает в полости 11 и 14, обеспечивая большую

---

[x] Розанов А.В. Принципы проектирования буровых гидроприводных геологоразведочных насосов // Исследование и разработка бурового оборудования и приборов. М.: ВПО "Союзгеотехника", 1984.

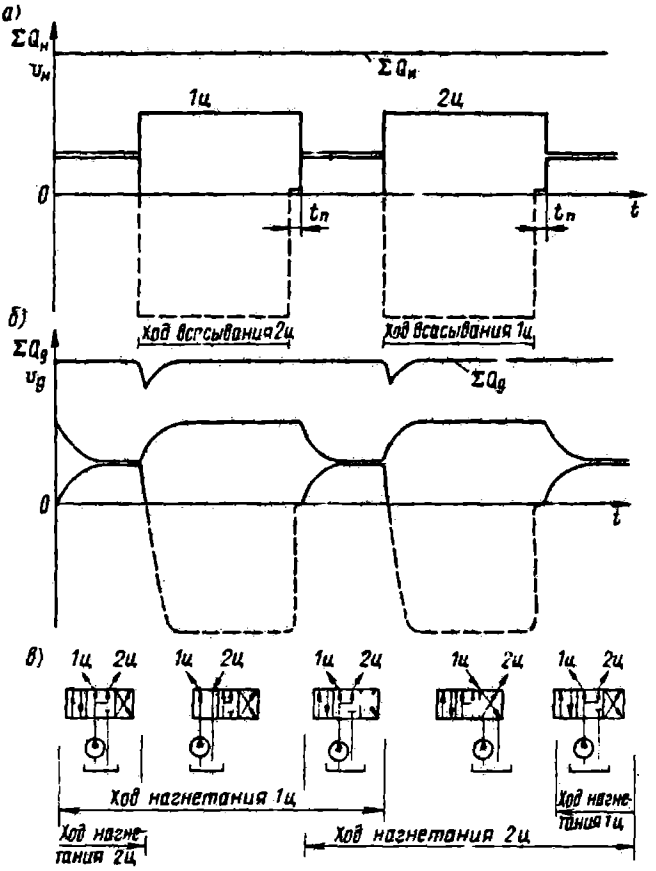



Рис.2. Графики идеальной $\Sigma Q_{и}$ (а) и действительной $\Sigma Q_{д}$ (б) подачи ГПН и соответствующих скоростей вытеснителей $v_{и}$ и $v_{д}$, совмещенные с соответствующими положениями реверсивного гидрораспределителя (в)

скорость хода всасывания поршня 9 по сравнению со скоростью хода нагнетания поршня 25. Вытеснитель 47, жестко связанный штоком I5 с поршнем 9, при этом обеспечивает заполнение рабочей камеры цилиндра 48 перекачиваемой жидкостью через всасывающий клапан I6. Ввиду равенства давлений масла в полостях I4 и 2I, а следовательно, и на торцах золотника распределителя, последний, благодаря наличию пружинного фиксатора 35, остается при этом неподвижным.

Из-за разности скоростей поршень 9 цилиндра 8 раньше достигает задней мертвой точки, чем заканчивается ход нагнетателя в цилиндре 27. В задней мертвой точке подпружиненный шток клапана 4 упирается в дно полости 3, клапан 4 открывается, и масло из полостей II, I4, 2I, 24, гидроаккумуляторов 43 и 44 через канал 6 поступает на слив. Поршень 9 останавливается.

При продолжении хода нагнетания поршня 25 его выступ 22 входит в уплотнение 45 кольцевого выступа 23, замыкая полость 21 датчика положения штока 51. Давление в полости 21 начинает возрастать, масло из нее поступает в гидроаккумулятор 43. На торцах золотника распределителя 36 возникает разность давлений, т.е. осевое усилие, стремящееся передвинуть золотник. При дальнейшем росте этого усилия и превышении его над усилием фиксации золотника происходит переключение золотника из крайне правого в среднее положение. Масло от насоса 33 начинает поступать в поршневые полости 7 и 29 приводных цилиндров 8 и 27. При этом поршни 9 и 25 обоих приводных цилиндров совершают ход нагнетания, поршень 9 разгоняется до скорости, равной половине скорости поршней в середине хода нагнетания, а скорость поршня 25 уменьшается в два раза. В начале хода нагнетания клапан 4 закрывается, и масло от насоса I, из полостей II и 24 поступает в гидроаккумулятор 44, заряжая его.

При дальнейшем движении поршня 25 рост давления в полости 21 и аккумуляторе 43 приводит к переключению золотника в крайнее левое положение, при этом все масло от насоса 33 подается в полость 7 приводного цилиндра 8, а полость 29 соединяется со сливом. Скорость поршня 9 увеличивается до значения, определяемого подачей насоса 33 и площадью поршня 9, а поршень 25 останавливается. Затем под действием масла, поступающего в полость 24 из полости II и от насоса I, поршень 25 начинает осуществлять ход всасывания. Причем в начале хода всасывания, благодаря разрядке гидроаккумулятора 44, который зарядился во время совместного хода нагнетания обоих поршней, движение поршня 25 происходит с увеличенной скоростью, что улучшает условия всасывания перекачиваемой жидкости в рабочем цилиндре 49.

Для предотвращения вакуума в полости 21 в начале хода всасывания поршня 25 и обратного переключения распределителя служит обратный клапан 42 (для цилиндра 8 – соответственно 41), перепускающий масло в полость 21 из гидролинии 40. Цикл работы насоса повторяется.

Предохранительный клапан 34 обеспечивает защиту от перегрузок. Переливной клапан 2 настроен на давление, обеспечивающее движение приводных поршней 9 и 25 в процессе всасывания, но меньшее, чем необходимо для преодоления усилия пружины фиксатора 35.

Подача насоса I должна обеспечивать достаточно малую скорость вытеснителей 20 и 47 в процессе всасывания (для предотвращения кавитации в перекачиваемой жидкости).

Таким образом, ГПН, в отличие от кривошипных насосов, позволяет осуществлять ход всасывания за меньший промежуток времени, чем ход нагнетания, тем самым в движении каждого вытеснителя имеется пауза в задней мертвой точке ($t_п$ на рис.2), во время которой всасывающий клапан успевает закрыться. Благодаря этому повышается коэффициент подачи насоса.

Наличие насоса I, клапанов 4 и 30 позволяет автоматически компенсировать утечки приводной жидкости из штоковых полостей приводных цилиндров, обеспечивая синхронную работу обоих вытеснителей.

Таким образом, двухцилиндровый ПШН с высокой степенью равномерности потока, обеспечиваемой законом движения поршней, отвечает современным требованиям к буровым насосам. Целью дальнейших исследований должно стать изучение рабочих процессов, законов движения поршней для расчета оптимальных конструктивных параметров ПШН.