

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ СИЛОВАЯ УСТАНОВКА КАРЬЕРНОГО БУРОВОГО СТАНКА

Предложена принципиальная схема механизмов бурового станка с гидромеханической силовой установкой, разработанной в Московском государственном горном университете, обеспечивающей необходимые силовые и скоростные параметры долота, минимальные габариты и массу, высокий пусковой момент и КПД, надежную защиту от перегрузок, возможность автоматического управления, удобство технического обслуживания и ремонта, а также безопасность и комфортность условий работы оператора-машиниста.

A basic diagram of mechanisms of the hydraulically driven drilling rig developed at the Moscow State Mining Institute is presented, which secures necessary power and velocity parameters of the chisel, minimal sizes and weight, a high starting torque and efficiency, an efficient overload protection, a possibility of automated control, convenience in maintenance and repair as well as safe and comfortable operating condition.

Парк буровых станков, работающих в промышленности по добыче и переработке минерального сырья России, насчитывает более 1000 единиц, а 75 % этого парка составляют станки вращательного бурения шарошечным долотом трех типоразмеров: СБШ-200, СБШ-250, СБШ-320. Современный парк буровых станков России практически морально и физически устарел. Средняя производительность станка по горной массе не превышает 1,5-2 млн м³ в год. Силовые установки этих станков, как правило, постоянного тока.

Анализ состояния современной зарубежной буровой техники показывает, что дальнейшее увеличение производительности бурового оборудования может быть достигнуто на основе полной гидрофикации всех его основных и вспомогательных приводов. Так, например, полностью гидрофицированный станок Д25KS корпорации «Дрилтех» (США) с диаметром бурения 200 мм в породах прочностью до 160 МПа имеет производительность до 4 млн м³ в год.

В последнее время наша промышленность также приступила к выпуску станков вращательного бурения с гидрообъемными силовыми установками (СБШ 160/200-40 и

СБШС-250Н). Подвижные вращатели этих станков по-прежнему подвержены вертикальным и крутильным колебаниям, генерируемым трехшарошечным долотом. В их мачтах присутствуют высоконапорные рукава с достаточно низким ресурсом из-за воздействия изгибающих деформаций и температуры окружающей среды.

Повышение эффективности и надежности современного карьерного бурового оборудования тесно связано с уровнем его энерговооруженности. Достижение достаточного уровня энерговооруженности может быть осуществлено, в первую очередь, за счет совершенствования силовой установки бурового станка, а в ряде случаев и путем создания принципиально новых силовых установок.

На основе выполненного анализа конструкций буровых станков разработана принципиальная схема механизмов бурового станка с гидрообъемной (схема С) и гидромеханической силовой установкой (схема А), расположенных в их машинных отделениях (рис.1) [2]. Каждая силовая установка бурового станка содержит один двухвалый электромотор (или дизель) РМ, на одном из валов которого установлена насосная станция PS, а на другом винтовой

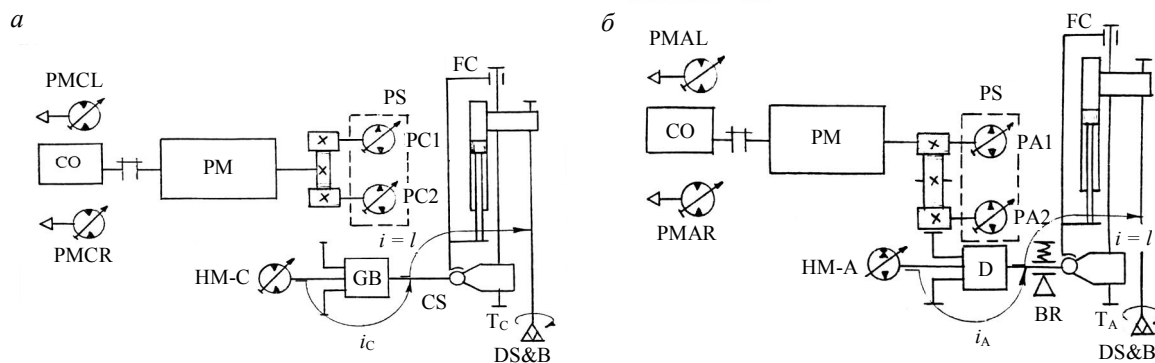


Рис.1. Принципиальная схема механизмов бурового станка с гидрообъемной (а) и гидромеханической (б) силовыми установками

компрессор CO; гидрообъемную систему подачи FC долота DS&B.

В схеме С (рис.1, а) долото получает вращение от гидромотора НМ-С, вращающего входной вал планетарного редуктора GB, а в схеме А – от водила дифференциала D, снабженного нормально замкнутым тормозом BR (рис.1, б).

Гидромеханическая силовая установка (рис.1, б) работает следующим образом. Эпицикл дифференциала D постоянно получает вращение от вала электромотора PM с момента его запуска. При бурении гидромашина НМ-А работает в тормозном режиме, в режиме мотора или насоса. В тормозном режиме энергия от электродвигателя передается буровому ставу только механическим путем. В моторном режиме работы гидромашин скорость вращения бурового става увеличивается, а в насосном уменьшается. В этих режимах долото получает энергию от электромотора двумя потоками механическим и гидравлическим.

Для уяснения преимуществ гидромеханической силовой установки по сравнению с традиционной гидрообъемной выполним сравнительный анализ их характеристик при следующих допущениях:

- расчеты выполнены без учета объемных потерь в гидросистемах;
- диапазоны частоты вращения долота при бурении равны для обоих вариантов ($0 < n_{mА} = n_{mС} = n_m$);

- подача насосной станции одинакова ($Q_{PSC} = Q_{PSA}$);

- ходовой механизм бурового станка выполнен с независимым приводом бортовых передач ($Q_{PMCL} = Q_{PMCR}$; $Q_{PMAL} = Q_{PMAR}$) с транспортной статической характеристикой тяговое усилие – скорость движения.

Аналитически установлено, что при равных диапазонах частоты вращения долота передаточное отношение дифференциала i_A в 2 раза больше, чем передаточное отношение планетарного редуктора i_C . Расчеты выполнены по формулам

$$n_0 = 0,5(n_m - n_R); i_C = \text{tg} C = n^*/n_m;$$

$$i_A = \text{tg} A = n^*/(n_m - n_0) = 2n^*/(n_m + n_R);$$

$$n_H = n^*(n_m - n_R)/(n_m + n_R),$$

где n_0 – частота вращения долота при нулевой частоте вращения вала гидромашин НМ-А, мин^{-1} ; $n_m = n_{mА} = n_{mС}$ – максимальная частота вращения долота в режиме бурения, мин^{-1} ; n_R – максимальная частота вращения бурового става при его развинчивании, мин^{-1} , для гидрообъемной силовой установки (рис.1, а) $n_R = n_{RA} = -n_m$; для гидромеханической (рис.1, б) $n_R = n_{RC}$, $|n_{RC}| < |n_m|$; n_H – частота вращения вала гидромашин НМ-А при нулевой скорости долота, мин^{-1} ; $n^* = n_A^* = n_C^*$ – максимальная частота вращения долота, мин^{-1} .

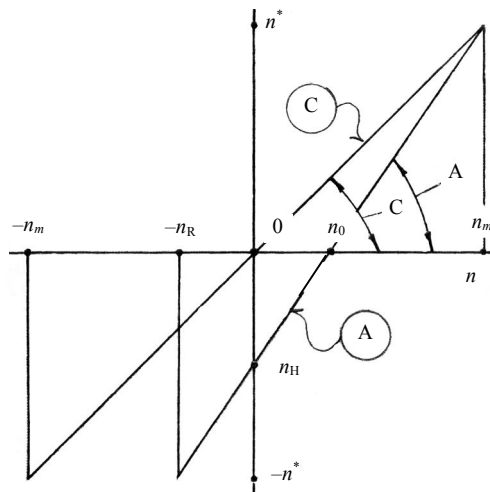


Рис.2. Зависимость частоты вращения валов гидромашин НМ-С и НМ-А от частоты вращения долота

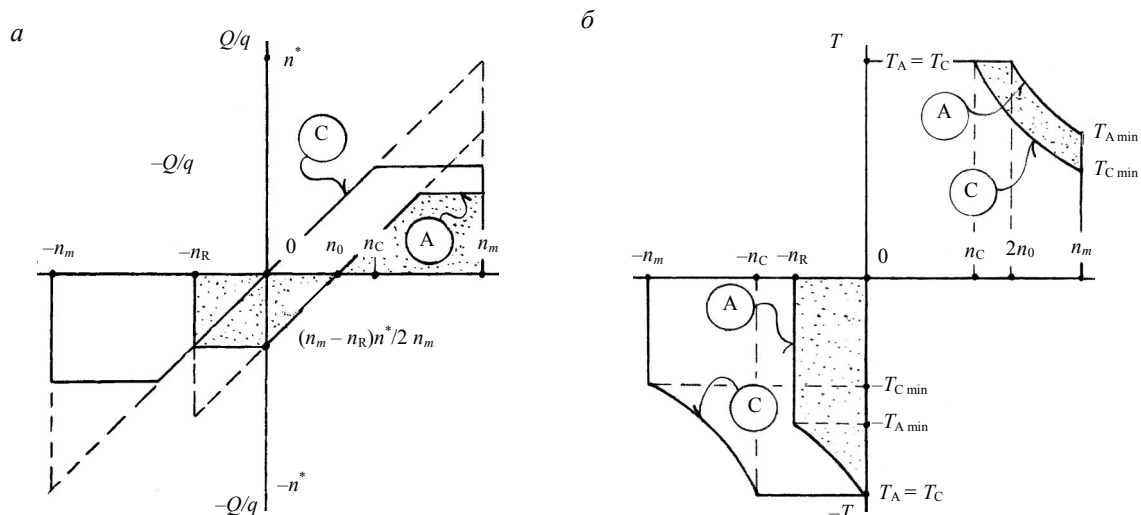


Рис.3. Сравнительная характеристика относительной подачи (а) и крутящего момента на долоте (б) в силовых установках схем А и С соответственно

n_C – частота вращения долота при максимальной подаче насосной станции PS (максимальном моменте на долоте T), мин^{-1} ; $T_{A \min}$ и $T_{C \min}$ – крутящий момент при частоте вращения долота $\pm n_m$

Сравнительная характеристика зависимости частоты вращения валов гидромашин НМ-С и НМ-А от частоты вращения долота представлена на рис.2.

Сравнительные характеристики относительной подачи (расхода) Q/q_i и крутящего момента на долоте T_i в зависимости от скорости вращения бурового става гидрообъемной и гидромеханической силовых установок приведены на рис.3. Из рис.3 следует, что гидромеханическая силовая установка А в режиме бурения характеризуется

более низким уровнем циркуляции потока рабочей жидкости, а максимальный крутящий момент $T_A = T_C$ действует при большей скорости вращения долота.

Сравнение характеристик тягового усилия, ходового усилия ходового механизма бурового станка при использовании гидрообъемной и гидромеханической силовых установок в зависимости от скорости передвижения станка v_i (рис.4) показало, что при равном тяговом усилии $F_A = F_C$ ходовой механизм бурового станка с гидро-

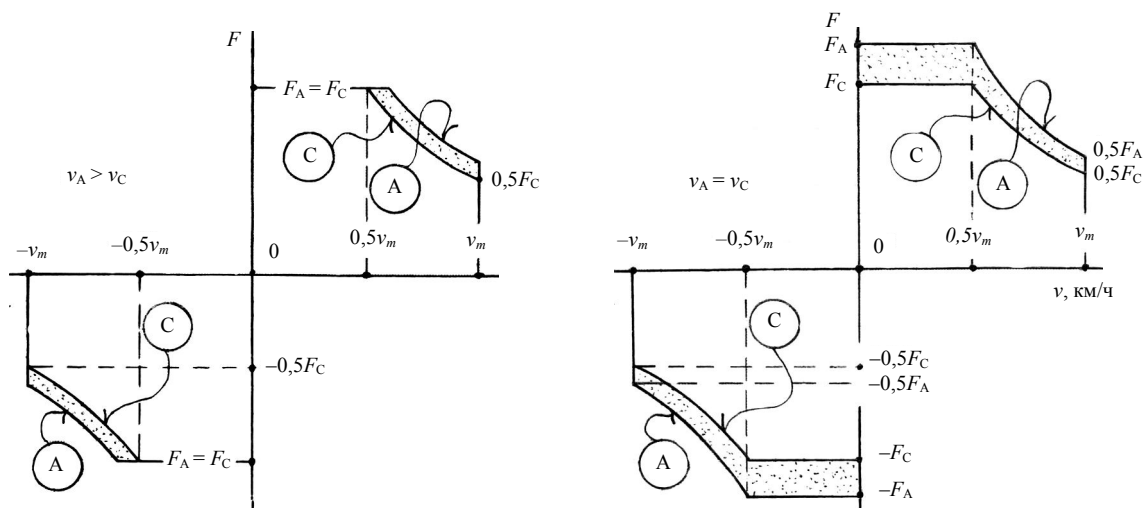


Рис.4. Сравнительная транспортная статическая характеристика усилие – скорость в силовой установке А и С при $F_A = F_C$ (а) и при $v_A = v_C$

механической силовой установкой имеет большую скорость $v_A > v_C$, при $v_A = v_C$ тяговое усилие $F_A > F_C$.

Анализ показал, что гидромеханическая силовая установка карьерного бурового станка А в сравнении с традиционной гидрообъемной С позволяет существ-

венно уменьшить установленную мощность гидромашин насосной станции PS и объем рабочей жидкости, циркулирующей через гидроагрегаты, т.е. снизить нагрузку на систему кондиционирования (охлаждения и фильтрации) рабочей жидкости.

Научный руководитель канд. техн. наук доц. *М.Р.Хромой*