

УДК 622.243.92

Токтамыс Мендебаев, д.т.н., проф. ТОО «НВЦ Алмас», **Токтасын Мендебаев**, д.т.н., проф., КазНТУ, **Политбек Жунисбеков**, д.т.н., проф., КазНАУ, **Нухтар Умбаталиев**, д.т.н., проф., КазНАУ, р-ка Казахстан, г. Алма-Аты

E-mail: polatbek@rambler.ru

Теоретические предпосылки создания забойных гидродвигателей нового поколения

Проанализированы основные направления научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по созданию забойных гидродвигателей нового поколения, соответствующих современным требованиям бурения скважин на нефть и газ, а также на твердые полезные ископаемые.

Ключевые слова: забойный гидродвигатель, скважинная машина, гидравлический удар.

T. Mendebaev, T. Mendebaev, P. Zhunisbekov, N. Umbataliev

Theoretical Background of the Downhole Hydraulic Motors of the New Generation

The analysis of the basic directions of research and developmental works on creation of hydraulic engines of the new generation corresponding to modern requirements of drilling of chinks on oil and gas, and also on firm minerals is given.

Keywords: the downhole hydraulic motors, the car for drilling of chinks, hydraulic blow.

К забойным гидродвигателям (ЗГД) относятся скважинные машины вращательного действия, обеспечивающие передачу на буровое долото необходимого для бурения скважин крутящего момента за счет преобразования гидравлической энергии потока в механическую работу. Применимые ЗГД обеспечивают значительное увеличение подводимой к забою мощности, снижение износа бурильных труб, сохранение заданной трассы скважин и повышение качества буровых работ. [1]

Накопленный уже более чем за 70 лет опыт разработки и использования ЗГД в качестве силового привода процесса углубления скважин позволил установить не только их преимущества, но и существенные ограничения области их рационального использования и конструктивные недостатки, которые в свою очередь послужили причинами для поиска возможностей создания на принципиально иной основе высокоэффективных ЗГД нового поколения.

Актуальность такой деятельности придают тенденции по увеличению объемов направленного и многозабойного бурения скважин, внедрение избирательно-дренажных систем разработки месторождений нефти и газа, подземных вод, которые предполагают использование малорасходных ЗГД, чем значительно ограничивается негативное воздействие рабочего агента на продуктивные горизонты. Однако, как известно, малый расход рабочего агента приводит к снижению выходных энергетических характеристик ЗГД, что сужает сферу их применения.

В области же бурения геологоразведочных скважин на твердые полезные ископаемые традиционным диаметром бурения 76 и 59 мм, ЗГД вообще не применяется из-за малых значений крутящего момента и «тихоходности», частота вращения вала существующих ЗГД 300...350 об/мин, вместо необходимой при бурении – 1200... 1600 об/мин.

Отсюда вырисовываются основные направления НИР и ОКР по созданию ЗГД нового поколения, соответствующих современным требованиям бурения скважин на нефть и газ, а также на твердые полезные ископаемые: малорасходные, высокомоментные для первых, высокооборотные - для вторых.

По логике вещей, такая конструкция ЗГД могла быть создана с вовлечением новых ресурсов, физических явлений и видоизменением энергии рабочего агента – промывочной жидкости.

В этом отношении, на наш взгляд весьма многообещающим представляется создания в конструкции ЗГД гидравлических ударов промывочной жидкости и их преобразование в крутящий момент вала ЗГД.

Из общей гидравлики известно, что явление гидравлического удара обуславливается инерцией той массы жидкости, заключенной в трубопроводе, скорость которой изменяется во времени. Гидравлический удар в трубопроводе может достигать большой силы, давление в трубопроводе может значительно изменяться благодаря изменению во времени скорости движения. [2]

На идею создания в конструкции ЗГД периодически возобновляемых гидравлических ударов и их преобразования в крутящий момент выходного вала вывели результаты теоретических и экспериментальных исследований выполненных в ТОО «Научно-внедренческий центр Алмас» по созданию рабочих моделей объемных забойных двигателей.

Задачей теоретических исследований, выполненных с целью определения возможности создания ЗГД нового поколения, являлось создание математической модели расчета значения выходных параметров ЗГД при исходных обобщающих характеристиках, обусловленных конструктивными размерами забойных гидродвигателей, глубиной скважин и величиной расхода промывочной жидкости, установление функциональной зависимости между исходными характеристиками и выходными параметрами. [3]

Исходя из теоремы сохранения количества движения и неразрывности потока жидкости, гидравлическую систему ЗГД обособленно от питательной магистрали для поступления рабочего агента можно представить в виде двух парных параллельных проточных каналов, суммарная длина каждой из которых складывается из длин кольцевых каналов ротора и корпуса гидродвигателя. Поскольку длина кольцевых проточных каналов гидродвигателя несравнимо меньше, чем длина питательной магистрали L , то целесообразно вести расчет силы гидравлического удара исходя из условий истечения жидкости в этой магистрали (рисунок 1).

Для начала определимся с величиной требуемого давления в гидросистеме при принятом расходе промывочной жидкости:

$$Q = 90 \text{ л/мин} = 1,5 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{сек};$$

$$Q = 45 \text{ л/мин} = 0,75 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

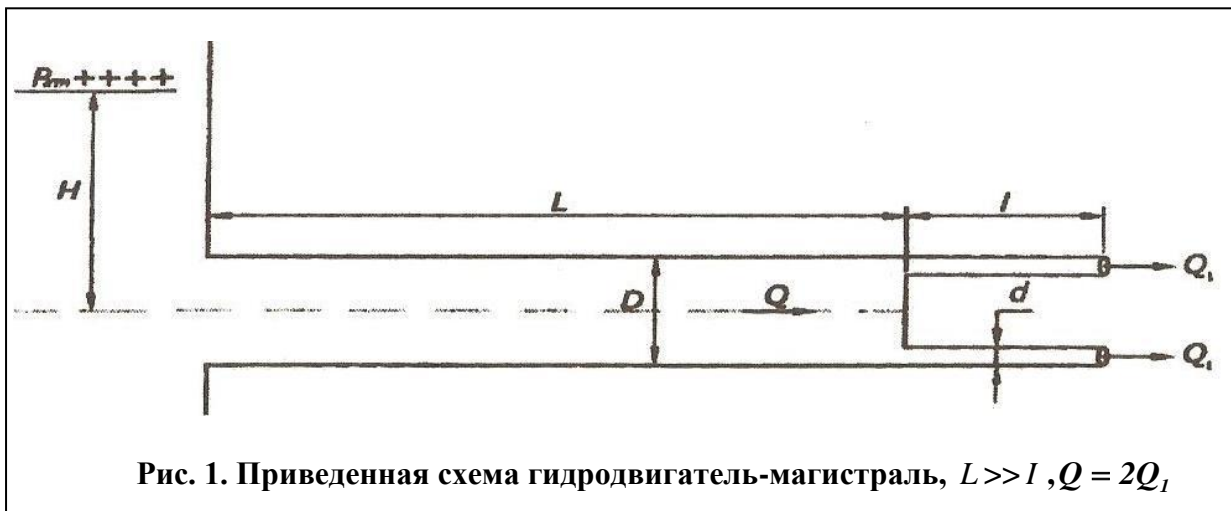


Рис. 1. Приведенная схема гидродвигатель-магистраль, $L \gg l$, $Q = 2Q_1$

Согласно существующей методике расчета истечения потока жидкости из отверстия и насадки, такие параметры струи, как давление, расход и живое сечение, соответственно P , Q и ω_0 увязываются с расходным коэффициентом μ следующим образом:

$$Q = \mu \omega_0 \sqrt{\frac{2P}{\rho}}, \quad (1)$$

откуда

$$P = \frac{\rho Q^2}{\mu^2 2\omega_0},$$

где ρ - плотность промывочной жидкости; $\omega_0 = \frac{\pi d^2}{4}$.

Отсюда, если расход промывочной жидкости в проточном кольцевом канале Q_1 , то потери давления в каждом из них составляют:

$$\Delta P = \frac{\rho Q_1^2}{2\mu^2 \omega^2}. \quad (2)$$

Скорость движения промывочной жидкости в магистрали определяется по формуле:

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad (3)$$

где ω - живое сечение потока в магистрали, D – гидравлический диаметр потока.

Ударное приращение давления промывочной жидкости при прямом гидравлическом ударе составляет:

$$\Delta P_{y\delta} = \rho v C, \quad (4)$$

где C – скорость распространения гидравлического удара в круглой тонкостенной трубе, заполненной технической водой.

Крутящий момент, создаваемый силой гидравлического удара промывочной жидкости вычисляется по формуле:

$$M = \Delta P_{y\delta} \omega_0 D_p, \quad (5)$$

где ΔP - диаметр корпуса гидродвигателя.

Потери давления в магистрали рассчитываем с учетом внутренней шероховатости труб, при величине шероховатости $\Delta \approx 0,75$ мм:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{D} \right)^{\frac{1}{4}},$$

тогда потери давления по длине:

$$\Delta P_{\text{дл}} = 0,082 \rho q \lambda \frac{L}{D^5} Q^2. \quad (6)$$

Общие потери давления промывочной жидкости в системе определяются:

$$P_n = \Delta P + \Delta P_{\text{дл}}. \quad (7)$$

Вычисленные по формулам (2, 6 и 7) величины распределения потерь давления промывочной жидкости при расходе изображены на рисунке 2, где ясно видно, что основные потери давления наблюдаются в кольцевых проточных каналах, имеющих минимальное поперечное сечение.

Отсюда же следует, что при указанной величине расхода промывочной жидкости, для возникновения явления гидравлического удара вполне достаточно глубина – 75 м. при этом на исходной точке магистральной линии (на поверхности Земли) появляется всплеск роста давления до значений:

$$P_{\text{изб}} = \Delta P_{y\delta} - P_n. \quad (8)$$

Рассчитанная по приведенной методике значения – расхода промывочной жидкости. Ударное приращение давления и крутящий момент при различных глубинах скважин и диаметра кольцевых проточных каналов в расчете на 10-секционный ЗГД приведены в таблице 1 и графически функциональные зависимости показаний на рисунках 2, 3, 4 и 5.

Таблица 1

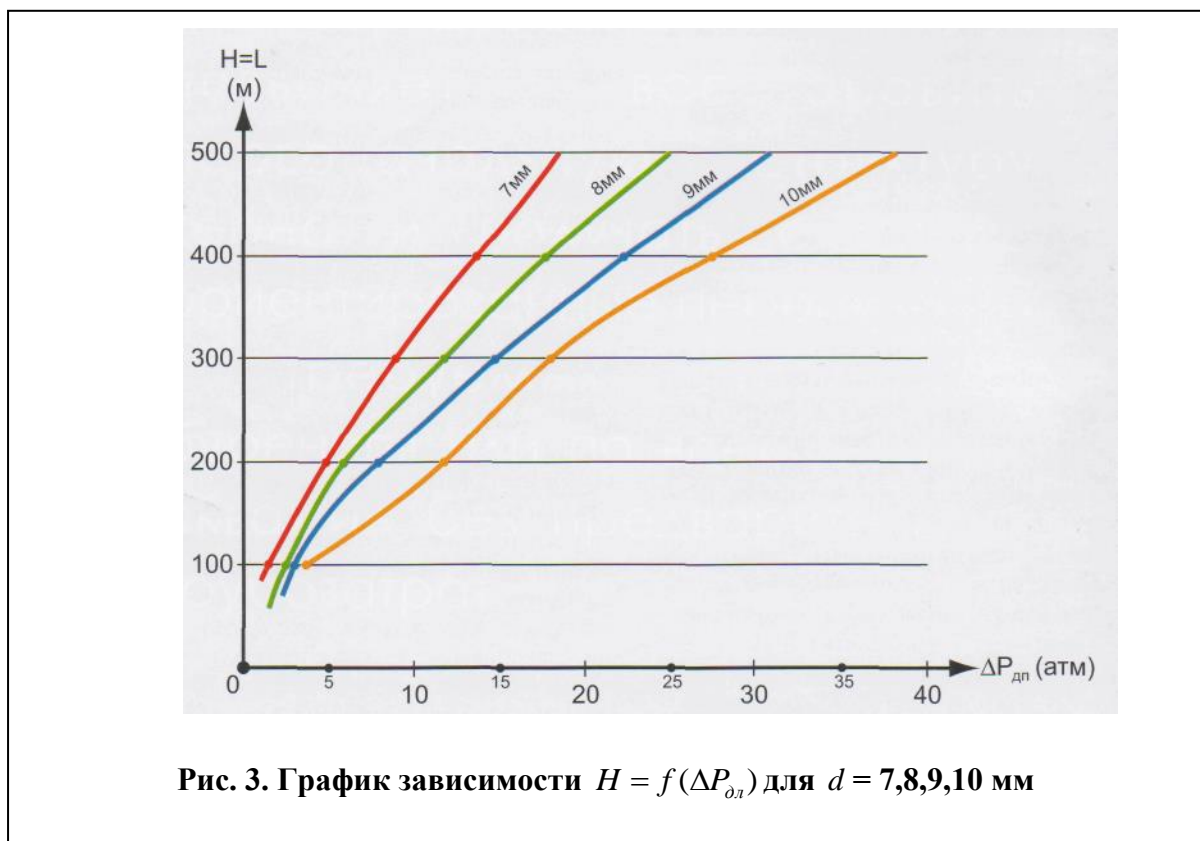
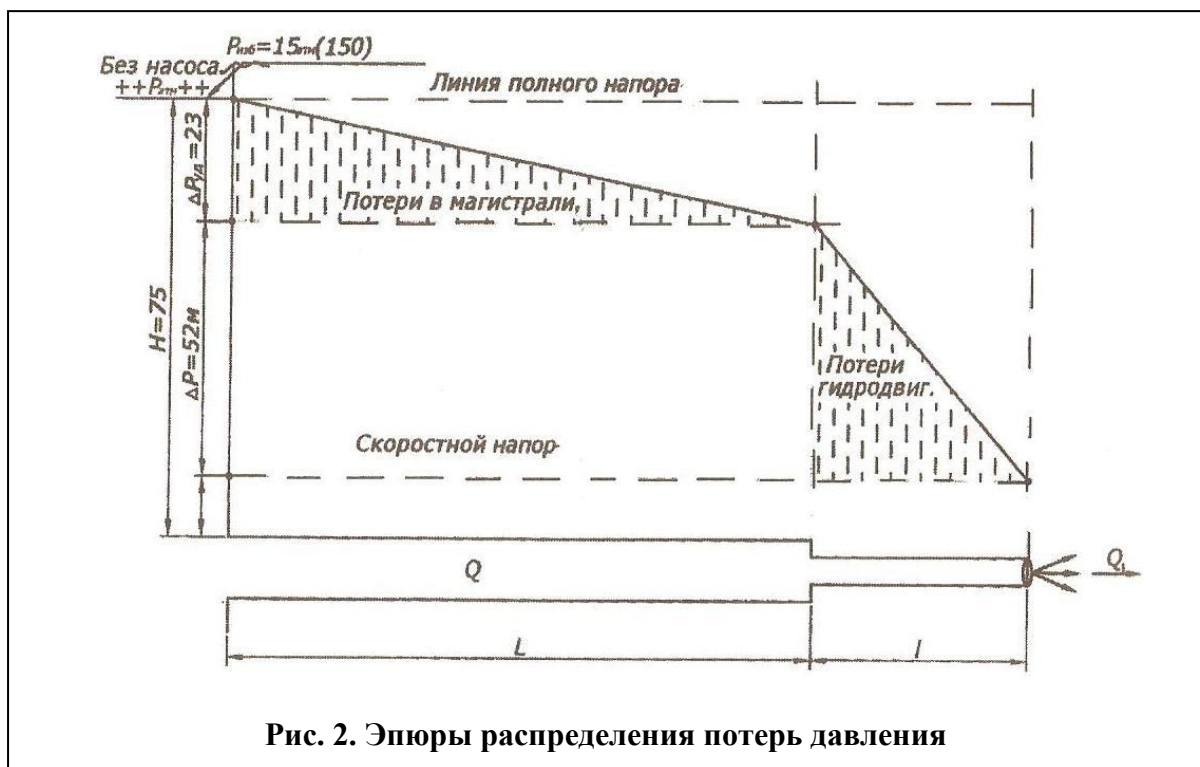
Расчетные значения расхода промывочной жидкости, ударного приращения давления и крутящего момента при различных глубинах скважин и диаметра кольцевых проточных каналов в расчете на 10-секционный ЗГД

| Глубина скважины L, м | Диаметр кольцевых проточных каналов d, мм | Расход рабочего агента Q, л/мин. | Ударное приращение давления атм. | Крутящий момент, кНм |
|-----------------------|-------------------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------|
| 100 | 7 | 125 | 36,6 | 0,1 |
| | 8 | 163 | 47,6 | 0,17 |
| | 9 | 204 | 59,3 | 0,25 |
| | 10 | 252 | 73 | 0,42 |
| 300 | 7 | 216 | 63,3 | 0,18 |
| | 8 | 282 | 82,9 | 0,30 |
| | 9 | 355 | 104,5 | 0,49 |
| | 10 | 438 | 127 | 0,74 |
| 400 | 7 | 248 | 72,4 | 0,20 |
| | 8 | 324 | 94,58 | 0,35 |
| | 9 | 410 | 119 | 0,56 |
| | 10 | 504 | 146 | 0,85 |
| 500 | 7 | 276 | 80 | 0,23 |
| | 8 | 364 | 106 | 0,39 |
| | 9 | 456 | 133 | 0,62 |
| | 10 | 564 | 164 | 0,95 |

Если иметь в виду, что у серийно используемых винтовых забойных двигателей значения основного выходного параметра крутящего момента в зависимости от расхода промывочной жидкости в пределах 500...1000 л/мин составляет всего 0,025...0,6 кНм, то из полученных данных следует, что ЗГД нового поколения, использующие энергию гидравлического удара промывочной жидкости при меньших расходах обеспечивают достижения высоких энергетических показателей, указывающие на их эффективность.

Из данных таблицы 1 и графических зависимостей можно заметить ещё одно очень важное, отличительное преимущество ЗГД нового поколения. С ростом глубины скважины растут величины крутящего момента, тогда как серийные забойные гидродвигатели только теряют, ухудшая энергетические показатели.

Что же касается частоты вращения вала ЗГД нового поколения, то эксперименты натуральным образцом ЗГД диаметром 75 мм указали на реальность достижения – 3000 - 3500 об/мин.



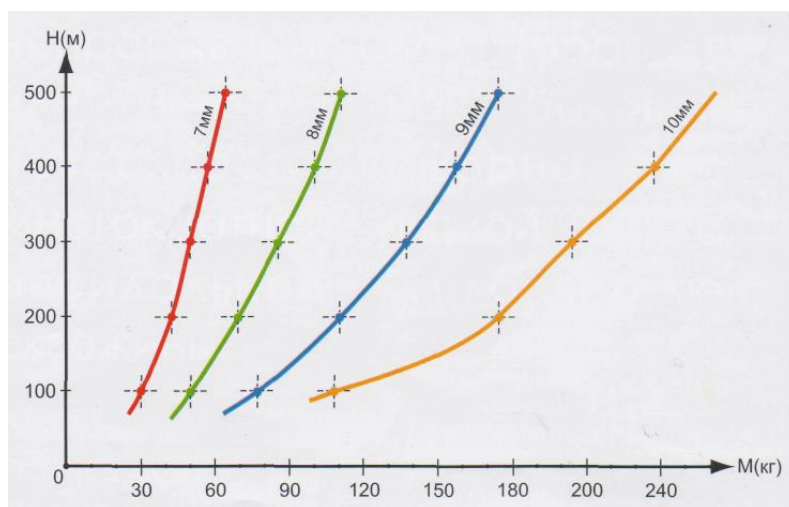


Рис. 4. График зависимости $H = f(M)$ для $d = 7, 8, 9, 10$ мм

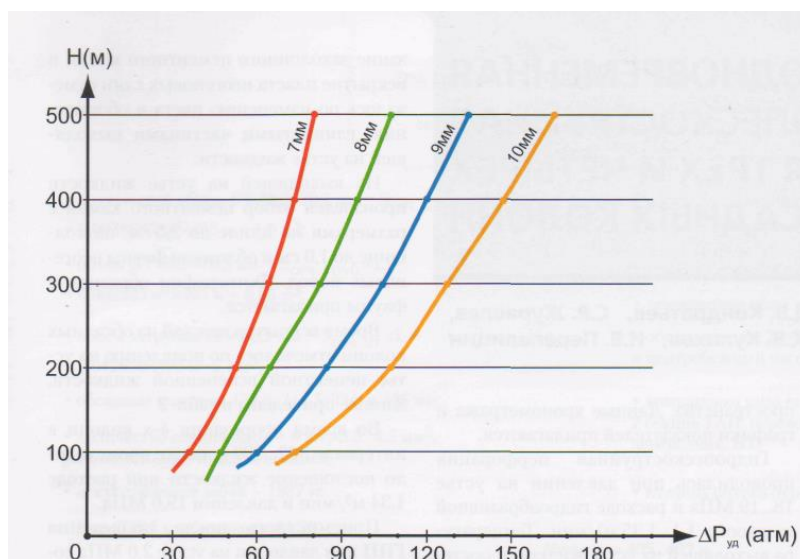


Рис. 5. График зависимости $H = f(\Delta P_{уд})$ для $d = 7, 8, 9, 10$ мм

Безусловно, все вышеперечисленные данные требуют экспериментальной проверки и подтверждения, после чего уточненные исходные технические характеристики будут заложены в основу конструирования ЗГД нового поколения.

Список литературы

1. **Леонов Е.Г., Исаев В.И.** Гидроаэромеханика в бурении. -М.: Недра, 1987, 287с.
2. **Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М.** Гидродинамика. Том VI, Москва, «Наука», 1988, 730с.
3. **Седов Л.И.** Механика сплошной среды. Том 2, М.: «Наука», 1984, 560с.