

**А. А. Каракозов**, канд. техн. наук

*Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина*

## **УТОЧНЁННОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МАКСИМУМА МОЩНОСТИ, РЕАЛИЗУЕМОЙ В ЗАБОЙНОМ ГИДРАВЛИЧЕСКОМ МЕХАНИЗМЕ, ДЛЯ УСЛОВИЙ ГЕОЛОГОРАЗВЕДОЧНОГО БУРЕНИЯ**

In article the refined solution of a problem of definition of a maximum of the power implemented by down the hole hydraulic engine, with the account of functional dependence of hydraulic resistance from the liquid expense is resulted.

Создание новых эффективных технических средств гидроударного бурения геологоразведочных скважин связано с решением ряда задач по оптимизации гидроударных буровых снарядов и режимов их работы. Одной из таких задач является поиск оптимального расхода промывочной жидкости, который определяется из условия максимума мощности, подводимой к гидроударнику, при заданном давлении на выходе бурового насоса.

Впервые эта задача была решена П. П. Шумиловым для условий турбинного бурения [1], и полученное им решение, универсальное для различных типов забойных гидравлических двигателей, используется в буровой практике по настоящее время. Его суть заключается в следующем: мощность в забойном гидравлическом двигателе (как функция от расхода жидкости) достигает своего максимума в случае, когда в механизме реализуется  $2/3$  от мощности на выходе бурового насоса [2]. При выводе этого соотношения принимались во внимание гидравлические сопротивления в системе «насос – бурильная колонна – забойный двигатель – скважина». Поскольку задача решалась для условий бурения нефтяных скважин, то при расчёте потерь мощности фактически использовалось допущение о независимости коэффициентов гидравлических сопротивлений от расхода жидкости [3].

Для условий геологоразведочного бурения, когда скважина характеризуется малыми площадями сечений потоков жидкости, изменение расхода может приводить к значительному варьированию коэффициентов гидравлических сопротивлений [4]. В этом случае принятое допущение не совсем корректно, в

связи с чем, требуется уточнение решения известной задачи.

В статье приведено решение задачи по определению максимума мощности, реализуемой в забойном двигателе, с учётом функциональной зависимости гидравлических сопротивлений от расхода жидкости. С целью уменьшения громоздкости выкладок решение представлено только для случая скважины постоянного диаметра и невращающейся бурильной колонны, что характерно для гидроударного бурения скважин на морском шельфе.

Как известно, гидравлическая мощность, реализуемая в забойном двигателе, может быть определена из соотношения:

$$N = N_H - N_C, \quad (1)$$

где  $N_H$  – мощность на выходе насоса ( $N_H = P_H Q$ ,  $P_H$  – давление на выходе из насоса,  $Q$  – расход жидкости);  $N_C$  – потери мощности на гидравлических сопротивлениях.

Потери мощности  $N_C$  определяются как:

$$N_C = (P_K - P_C) Q, \quad (2)$$

где  $P_K$  – потери давления в бурильной колонне;  $P_C$  – потери давления в скважине.

Значения  $P_K$  и  $P_C$  в общем случае определяются по формулам [4]:

$$P_K = \lambda_1 \frac{l}{d_1} \frac{\rho_1 V_1^2}{2} + \xi_1 n_1 \frac{\rho_1 V_1^2}{2}, \quad (3)$$

$$P_C = \lambda_2 \frac{l}{d_2} \frac{\rho_2 V_2^2}{2} + \xi_2 n_2 \frac{\rho_2 V_2^2}{2}, \quad (4)$$

где  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  – коэффициенты гидравлических сопротивлений (индекс 1 относится к трубам, индекс 2 – к скважине);  $l$  – длина бурильной колонны;  $d_1$  и  $d_2$  – эквивалентные диаметры потока;  $\rho_1$  и  $\rho_2$  – плотности жидкости;  $V_1$  и  $V_2$  – скорости течения жидкости;  $n_1$  и  $n_2$  – количество соединений бурильной колонны, оказывающих влияние на течение жидкости в трубах и скважине (в общем случае неодинаково, например для труб ниппельного соединения  $n_2 = 0$ , а  $n_1$  равно количеству ниппелей);  $\xi_1$  и  $\xi_2$  – коэффициенты гидравлических сопротивлений соединений бурильной колонны.

Значения коэффициентов гидравлических сопротивлений  $\lambda$  зависят так-

же от скорости течения жидкости, её типа (вязкая или вязко-пластичная) и параметров. Рассмотрим сначала решение задачи для вязкой жидкости. В этом случае коэффициент  $\lambda$  определяется по формуле Блазиуса [5]:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Vd/\nu}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Qd/(F\nu)}}, \quad (5)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость,  $F$  – площадь потока жидкости.

Тогда потери мощности  $N_C$  можно представить в виде:

$$N_C = A_1 Q^{11/4} + B_1 Q^3, \quad (6)$$

где  $A_1 = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{d_1/(F_1\nu)}} \frac{l}{d_1} \frac{\rho_1}{2F_1^2} + \frac{0,3164}{\sqrt[4]{d_2/(F_2\nu)}} \frac{l}{d_2} \frac{\rho_2}{2F_2^2}$ ,  $B_1 = \xi_1 n_1 \frac{\rho_1}{2F_1^2} + \xi_2 n_2 \frac{\rho_2}{2F_2^2}$ .

Подставляя значение  $N_C$  из (6) в (1), получим:

$$N = P_H Q - A_1 Q^{11/4} - B_1 Q^3, \quad (7)$$

Для нахождения максимума  $N$  возьмем производную выражения (7) по расходу  $Q$  и приравняем её нулю:

$$\frac{dN}{dQ} = P_H - \frac{11}{4} A_1 Q^{7/4} - 3B_1 Q^2 = 0, \quad (8)$$

откуда 
$$P_H = \frac{11}{4} A_1 Q^{7/4} + 3B_1 Q^2. \quad (9)$$

Значение  $Q$  для максимума реализуемой мощности определяется из уравнения (9), которое может быть решено численным методом. Подставляя значение  $P_H$  из (9) в (7), получим максимальное значение  $N$ , соответствующее оптимальному расходу  $Q$ :

$$N = \frac{7}{4} A_1 Q^{11/4} + 2B_1 Q^3. \quad (10)$$

Или, учтя из (9), что

$$Q^{7/4} = \frac{P_H - 3B_1 Q^2}{\frac{11}{4} A_1}, \quad (11)$$

из (7) получим

$$N = \frac{7}{11} P_H Q + \frac{1}{11} B_1 Q^3 = \frac{7}{11} N_H + \frac{1}{11} B_1 Q^3. \quad (12)$$

Анализ формулы (12) показывает, что максимум мощности в забойном

гидравлическом двигателе может быть больше 2/3 мощности на выходе насоса.

Рассмотрим решение этой задачи для вязко-пластичной жидкости. В этом случае коэффициент  $\lambda$  определяется по формуле Шищенко [4]:

$$\lambda = \frac{0,075}{\sqrt[8]{\frac{\rho V d}{\eta + \frac{\tau_0 d}{6V}}}}, \quad (13)$$

где  $\eta$  – структурная вязкость,  $\tau_0$  – динамическое напряжение сдвига.

Учитывая (3), (4) и (13), потери мощности  $N_C$  можно представить в виде:

$$N_C = \left( \sqrt[8]{\left(\frac{C_1}{Q} + \frac{D_1}{Q^2}\right)} E_1 + \sqrt[8]{\left(\frac{C_2}{Q} + \frac{D_2}{Q^2}\right)} E_2 \right) Q^3 + B_1 Q^3, \quad (14)$$

где

$$C_1 = \frac{\eta F_1}{\rho d_1}; \quad D_1 = \frac{\tau_0 F_1^2}{6 \rho_1}; \quad E_1 = \frac{0,0375 l \rho_1}{d_1 F_1^2};$$

$$C_2 = \frac{\eta F_2}{\rho d_2}; \quad D_2 = \frac{\tau_0 F_2^2}{6 \rho_2}; \quad E_2 = \frac{0,0375 l \rho_2}{d_2 F_2^2}.$$

Подставляя значение  $N_C$  из (14) в (1), получим:

$$N = P_H Q - \left( \sqrt[8]{\left(\frac{C_1}{Q} + \frac{D_1}{Q^2}\right)} E_1 + \sqrt[8]{\left(\frac{C_2}{Q} + \frac{D_2}{Q^2}\right)} E_2 \right) Q^3 - B_1 Q^3, \quad (15)$$

По аналогии с предыдущим случаем, для нахождения максимума  $N$  возьмем производную выражения (15) по расходу  $Q$  и приравняем её нулю:

$$\frac{dN}{dQ} = P_H - 3 \left( \sqrt[8]{\left(\frac{C_1}{Q} + \frac{D_1}{Q^2}\right)} E_1 + \sqrt[8]{\left(\frac{C_2}{Q} + \frac{D_2}{Q^2}\right)} E_2 \right) Q^2 - 3 B_1 Q^2 -$$

$$- \frac{E_1 Q^3 (-C_1/Q^2 - 2D_1/Q^3)}{8(C_1/Q + D_1/Q^2)^{7/8}} - \frac{E_2 Q^3 (-C_2/Q^2 - 2D_2/Q^3)}{8(C_2/Q + D_2/Q^2)^{7/8}} = 0 \quad (16)$$

откуда

$$P_H = 3 \left( \sqrt[8]{\left(\frac{C_1}{Q} + \frac{D_1}{Q^2}\right)} E_1 + \sqrt[8]{\left(\frac{C_2}{Q} + \frac{D_2}{Q^2}\right)} E_2 \right) Q^2 + 3 B_1 Q^2 -$$

$$- \frac{E_1 Q^3 (C_1/Q^2 + 2D_1/Q^3)}{8(C_1/Q + D_1/Q^2)^{7/8}} - \frac{E_2 Q^3 (C_2/Q^2 + 2D_2/Q^3)}{8(C_2/Q + D_2/Q^2)^{7/8}}. \quad (17)$$

Значение  $Q$  для максимума реализуемой мощности определяется из уравнения (17), которое также решается численным методом. Подставляя зна-

чение  $P_H$  из (17) в (15), получим максимальное значение  $N$ , соответствующее оптимальному расходу  $Q$ :

$$N = 2 \left( \sqrt[8]{\left(\frac{C_1}{Q} + \frac{D_1}{Q^2}\right)} E_1 + \sqrt[8]{\left(\frac{C_2}{Q} + \frac{D_2}{Q^2}\right)} E_2 \right) Q^3 + 2B_1 Q^3 - \frac{E_1 Q^4 (C_1/Q^2 + 2D_1/Q^3)}{8(C_1/Q + D_1/Q^2)^{7/8}} - \frac{E_2 Q^4 (C_2/Q^2 + 2D_2/Q^3)}{8(C_2/Q + D_2/Q^2)^{7/8}}. \quad (18)$$

Или, учтя из (17), что

$$\left( \sqrt[8]{\left(\frac{C_1}{Q} + \frac{D_1}{Q^2}\right)} E_1 + \sqrt[8]{\left(\frac{C_2}{Q} + \frac{D_2}{Q^2}\right)} E_2 \right) Q^2 + B_1 Q^2 = P_H / 3 + \frac{E_1 Q^3 (C_1/Q^2 + 2D_1/Q^3)}{24(C_1/Q + D_1/Q^2)^{7/8}} + \frac{E_2 Q^3 (C_2/Q^2 + 2D_2/Q^3)}{24(C_2/Q + D_2/Q^2)^{7/8}}, \quad (19)$$

из (18) получим

$$N = \frac{2}{3} P_H Q - \frac{E_1 Q^4 (C_1/Q^2 + 2D_1/Q^3)}{24(C_1/Q + D_1/Q^2)^{7/8}} - \frac{E_2 Q^4 (C_2/Q^2 + 2D_2/Q^3)}{24(C_2/Q + D_2/Q^2)^{7/8}} = \frac{2}{3} N_H - \frac{E_1 Q^4 (C_1/Q^2 + 2D_1/Q^3)}{24(C_1/Q + D_1/Q^2)^{7/8}} - \frac{E_2 Q^4 (C_2/Q^2 + 2D_2/Q^3)}{24(C_2/Q + D_2/Q^2)^{7/8}}. \quad (20)$$

Анализ формулы (20) показывает, что максимум мощности в забойном гидравлическом двигателе при использовании вязко-пластичной жидкости всегда будет меньше  $2/3$  мощности на выходе насоса, поскольку значения всех коэффициентов, входящих в формулу, положительны.

Таким образом, полученные формулы (12) и (20) для определения максимума мощности, реализуемой в забойном гидравлическом двигателе, показывают, что при учёте функциональной зависимости коэффициентов гидравлических сопротивлений от расхода жидкости значения максимума могут существенно смещаться относительно установленной ранее величины  $2/3 N_H$ . Причём величина этого смещения зависит от типа промывочной жидкости: для вязких (ньютоновских) жидкостей максимум может быть больше  $2/3 N_H$  (12), а для вязко-пластичных (неньютоновских) – не может быть больше  $2/3 N_H$  (20).

Полученные зависимости могут быть использованы при разработке технологических параметров бурения геологоразведочных скважин с использованием забойных гидравлических машин, в том числе и гидроударников.

## **Литература**

1. Шумилов, П. П. Турбинное бурение нефтяных скважин. – М. : Недра, 1968. – 352 с.
2. Проектирование режимов турбинного бурения / Ю. Ф. Потапов, А. М. Матвеева, В. Д. Маханько [и др.]. – М. : Недра, 1974. – 240 с.
3. Ясов, В. Г. Погружные гидравлические машины. – Днепропетровск, ДГИ, 1974. – 64 с.
4. Ивачёв , Л. М. Промывка и тампонирувание геологоразведочных скважин: Справочное пособие – М. : Недра, 1989. – 247 с.
5. Ивачёв , Л. М. Промывочные жидкости в разведочном бурении – М. : Недра, 1975. – 216 с.