

изгиб лепестка на участке ΔS (рис. 4, а), где будет действовать максимальная нормальная сила \bar{F}_n^{cp} (вид K на рис. 4) максимальной величины. Момент силы \bar{F}_n^{cp} относительно оси шарнира (рис. 4, б) обеспечит поворот лепестка в вертикальное положение, что исключает дезинтеграцию породы и поломку затворного устройства.

В 2008 г. новое затворное устройство было испытано при вращательном морском бурении. Этим устройством был оснащен колонковый снаряд подводной буровой установки [2] вращательного действия, бурение производилось в прибрежной зоне Черного моря. Испытания подтвердили работоспособность и эффективность нового затворного устройства.

Подводя итог, отметим, что разработано простое лепестковое затворное устройство, для применения, как при ударном, так и вращательном бурении. Расширение функциональных возможностей инструмента обусловлено смещением шарниров от оси симметрии лепестков и изгибом последних. Результаты анализа работы затворного инструмента дают основание для разработки универсального инструмента, обеспечивающего отбор представительных проб рыхлых пород при морском бурении.

Литература

1. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. М., 1967. – 608с.
2. Патент 23522 України, МПК (2006) E21B7/12. Верстат для підводного буріння / С.В. Гошовський, Б.М. Васюк. – Опубл. 25.05.2007. – Бюл. №7.
3. Патент 34391 України, МПК (2006) E21B17/07. Універсальний затворний пристрій ґрунтоносу / С.В. Гошовський, Б.М. Васюк. – Опубл. 11.08.2008. – Бюл. №15.

Поступила 02.06.09

УДК 622.24.085

А. А. Каракозов, канд. техн. наук

Донецкий национальный технический университет, Украина

УТОЧНЕННОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ МАКСИМАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ, РЕАЛИЗУЕМОЙ В ЗАБОЙНОМ ГИДРАВЛИЧЕСКОМ МЕХАНИЗМЕ, В УСЛОВИЯХ 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 эту задачу решил П. П. Шумилов для условий турбинного бурения [1], и полученное им решение универсальное для забойных гидравлических двигателей. Суть решения заключается в следующем: максимальная мощность в забойном гидравлическом двигателе (как функция от расхода жидкости) достигается в случае, когда в механизме реализуется две трети мощности на выходе бурового насоса [2]. При выводе этого соотношения учитыва-

лись гидравлическое сопротивление в системе «насос – бурильная колонна – забойный двигатель – скважина». Поскольку задачу решали в условиях бурения нефтяных скважин, в расчете потерь мощности фактически использовали допущение о независимости коэффициентов гидравлических сопротивлений от расхода жидкости [3].

В условиях геологоразведочного бурения, площади сечений потоков жидкости в скважине малы, изменение расхода может привести к варьированию коэффициентов гидравлических сопротивлений [4]. В этом случае принятое допущение не корректно, связи с чем, требуется уточнение решения известной задачи.

Приведем решение задачи по определению максимальной мощности, реализуемой в забойном двигателе, с учетом функциональной зависимости гидравлических сопротивлений от расхода жидкости. В целях уменьшения громоздкости выкладок решение приведено только для скважины постоянного диаметра и невращающейся бурильной колонны, что характерно для гидроударного бурения скважин на морском шельфе.

Гидравлическая мощность, реализуемая в забойном двигателе, определяется по формуле:

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

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.

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

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

В общем случае [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 λ_1 и λ_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; ρ_1 и ρ_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 (например для труб ниппельного соединения $n_2 = 0$, а n_1 равно количеству ниппелей); ξ_1 и ξ_2 – коэффициенты гидравлических сопротивлений соединений бурильной колонны.

Коэффициент гидравлического сопротивления λ зависит также от скорости течения жидкости, ее типа (вязкая или вязкопластичная) и параметров.

Рассмотрим сначала решение задачи для вязкой жидкости. В этом случае коэффициент λ определяется по формуле Блазиуса [5]:

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

где ν – кинематическая вязкость, F – площадь потока жидкости.

Тогда потери мощности:

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

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

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 максимального значения N производную выражения (7) по расходу Q приравняем ее 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 максимальной реализуемой мощности определяется из уравнения (9), которое можно решить численным методом. Подставляя значение P_H из (9) в (7), получаем максимальное значение N , соответствующее оптимальному расходу Q :

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

Учитывая в (9), что

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

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

из (7) получаем

Результаты анализа формулы (12) показывают, что максимальная мощность в забойном гидравлическом двигателе может на 2/3 превышать мощности на выходе из насоса.

Рассмотрим решение этой задачи для вязкопластичной жидкости. В этом случае коэффициент λ определяется по формуле Шищенко [4]:

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

где η – структурная вязкость, τ_0 – динамическое напряжение сдвига.

С учетом (3), (4) и (13) потери мощности:

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

$$\text{где } C_1 = \frac{\eta F_1}{\rho d_1}; C_2 = \frac{\eta F_2}{\rho d_2}; D_1 = \frac{\tau_0 F_1^2}{6\rho_1}; D_2 = \frac{\tau_0 F_2^2}{6\rho_2}; E_1 = \frac{0,0375 l \rho_1}{d_1 F_1^2}; E_2 = \frac{0,0375 l \rho_2}{d_2 F_2^2}.$$

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 максимального значения N производную выражения (15) по расходу Q приравняем ее нулю:

$$\begin{aligned} \frac{dN}{dQ} = P_H - 3 \left(\sqrt[8]{\left[\frac{C_1}{Q} + \frac{D_1}{Q^2} \right] E_1} + \sqrt[8]{\left[\frac{C_2}{Q} + \frac{D_2}{Q^2} \right] E_2} \right) Q^2 - 3B_1 Q^2 - \\ - \frac{E_1 Q^3 (-C_1/Q^2 - 2D_1/Q^3)}{8(C_1/Q + D_1/Q^2)^{7/8}} - \frac{E_2 Q^3 (-C_2/Q^2 - 2D_2/Q^3)}{8(C_2/Q + D_2/Q^2)^{7/8}} = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

откуда

$$P_H = 3 \left(\sqrt[8]{\frac{C_1}{Q} + \frac{D_1}{Q^2}} E_1 + \sqrt[8]{\frac{C_2}{Q} + \frac{D_2}{Q^2}} E_2 \right) Q^2 + 3B_1 Q^2 - \frac{E_1 Q^3 (C_1/Q^2 + 2D_1/Q^3)}{8(C_1/Q + D_1/Q^2)^{7/8}} - \frac{E_2 Q^3 (C_2/Q^2 + 2D_2/Q^3)}{8(C_2/Q + D_2/Q^2)^{7/8}} \quad (17)$$

Значение Q для максимальной реализуемой мощности определяется из уравнения (17), которое также решается численным методом. Подставляя значение P_H из (17) в (15), получим максимальное значение N , соответствующее оптимальному расходу Q :

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

С учетом из (17), что

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

из (18) получаем

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

Результаты анализа формулы (20) показывают, что максимальная мощность в забойном гидравлическом двигателе при использовании вязкопластичной 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 максимальной 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 $2/3 N_H$. Причем величина смещения зависит от типа промывочной жидкости: для вязких (ньютоновских) жидкостей максимум может превышать $2/3 N_H$ (12), а для вязкопластичных (неньютоновских) – не может превышать $2/3 N_H$ (20).

Полученные зависимости можно использовать при разработке технологических параметров бурения геологоразведочных скважин с использованием забойных гидравлических машин, в том числе 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 тампонирующие геологоразведочных скважин: Справочное пособие – М. : Недра, 1989. – 247 с.
5. Ивачёв, Л. М. Промывочные жидкости в разведочном бурении – М. : Недра, 1975. – 216 с.

Поступила 05.06.09