

ПЕРВОЕ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ РОССИИ



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

УТВЕРЖДАЮ

A handwritten signature in blue ink, appearing to be 'M.V. Dvoynikov', written over a horizontal line.

Руководитель ОПОП ВО  
Профессор М.В. Двойников

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО  
ИЗУЧЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ  
ТЕХНОЛОГИЯ БУРЕНИЯ И ОСВОЕНИЯ СКВАЖИН

<b>Уровень высшего образования:</b>	Подготовка кадров высшей квалификации
<b>Направление подготовки:</b>	21.06.01 Геология, разведка и разработка полезных ископаемых
<b>Направленность (профиль):</b>	Технология бурения и освоения скважин
<b>Форма обучения:</b>	очная
<b>Нормативный срок обучения:</b>	4 года
<b>Составитель:</b>	д.т.н., профессор Двойников М.В.

Санкт-Петербург

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ БУРЕНИЯ

## Основные понятия и определения

В процессе углубления скважины можно изменять определенных параметры, которые принято называть параметрами режима бурения: осевая нагрузка на долото -  $G$ , условно разделяемая на динамическую и статическую составляющие; расход промывочной жидкости и параметры, характеризующее ее свойства; частота вращения долота (или бурильной колонны - для роторного бурения), Без прекращения процесса углубления скважины можно изменять и давление на выкидке бурового насоса или в бурильной колонне, и вращательный момент для работы долота или на валу забойного двигателя (ГЗД), Но  $P_n$ ,  $M_v$  и  $M_d$ . не принято относить к параметрам режима бурения, хотя  $P_n$  является одним на главных и управляемых параметров, который определяет работу ГЗД и оказывает соответствующее влияние на темп углубления скважины.

Действительно, на темп бурения ГЗД оказывают определяющее влияние два стержневых параметра: гидравлическая мощность на выкиде бурового насоса и мощность, переданная забою скважины. Следовательно, наряду с  $Q$ , давление  $P_n = P_{max}$  определяет величину коэффициента передачи мощности на забой скважины. По количеству технологических связей  $P_n$  равнозначно разгрузке инструмента на буровом крюке и, видимо,  $P_n$  следует отнести к параметрам режима бурения, хотя это пока не принято.

Определенное сочетание управляемых с устья скважины параметров режима бурения называют режимом бурения. В настоящее время принято выделять три вида режимов.

Режим бурения, при котором можно получить необходимое качество, пробуренной с высокой рейсовой скоростью скважины, при данной технической вооруженности буровой, называется оптимальным или рациональным. При возможности замены некоторого оборудования буровой, особенно энергетического, повышают темп углубления скважины и тогда рациональный режим бурения называют скоростным. Другие названия режимов бурения

("силовой", "форсированный", "режим максимальной проходки на долото" и др.) в настоящее время практически не применяют в связи с тем, что режим бурения всегда должен быть рациональным, т.е. экономически выгодным.

Если необходимо получить какие-либо отдельные качественные показатели при проводке скважины, например, отобрать требуемое количество керна, углубить скважину в зонах осложнений или при аварийной ситуации, при интенсивном изменении зенитного и азимутального углов оси скважины (в том числе при исправлении направления оси скважины), а также при некоторых исследовательских работах в скважине, режим бурения называют специальным.

Иногда применяют символические названия: режим роторного или турбинного бурения, режим бурения с электробуром и др.

## **1. Методы проектирования режимов бурения**

В настоящее время имеется три основных метода проектирования режимов бурения: статистический, который проектируется по промысловым данным с применением методов и алгоритмов статистики при ручной обработке или чаще с использованием вычислительной техники, аналитический и метод пересчета.

Сущность статистического метода состоит в том, что показатели бурения (в первую очередь показатели отработки долот) группируют с учетом сопоставимости геологических, технических и технологических условий бурения скважины, а затем обрабатывают соответственно интервалам пород геологического разреза скважины с условно одинаковой буримостью. Этот метод позволяет выявить эффективные режимы бурения, модели и типы долот и забойных двигателей, а также эффективный способ бурения без привлечения данных о механических свойствах горных пород, но имеет и недостатки:

- зависимость результатов обработки промысловых данных от достоверности информации, внесенной в первичную документацию при недостаточном оснащении скважинной аппаратурой;

- трудоемкость метода, особенно при сборе первичной информации;

- зависимость результатов применения метода от объемов бурения, поэтому

достоверность метода повышается, когда значительная часть месторождения уже разбурена. При этом привлекаются данные на прошедший период, при котором состояние техники и технологии бурения было на более низком уровне. Следовательно, нельзя однозначно утверждать, что применявшийся режим бурения будет наилучшим в перспективе при изменившейся технике и технологии бурения скважины или при изменившихся условиях бурения скважины, даже на том же месторождении или площади.

В связи с указанными недостатками статистический метод проектирования режима бурения почти не осуществляется в полном объеме, а только выборочно по отдельным интервалам бурения и чаде, например, для сравнения результатов небольшого объема бурения при прежде и вновь применяемых оборудовании и технологии. В производственных условиях обычно применяют грубо упрощенный статистический метод проектирования режима бурения и анализа, связанного с выявлением эффективных показателей бурения, когда определяют по сути средние величины искомого параметра без привлечения представительной выборки данных и без определения критериев достоверности параметра.

Аналитический метод проектирования режима бурения скважин применяется в двух вариантах.

При первом варианте необходимы данные о физических свойствах горных пород, слагающих геологические разрезы скважин, и об основных характеристиках долот, которые желательно получать на этапе бурения разведочных скважин.

Для успешного применения второго варианта проектирования режима бурения должны быть известны сведения о параметрах эмпирических зависимостей средней механической скорости проходки от осевой нагрузки на долото и частоты вращения долота –  $V_m = f(G; n)$ , а также зависимости долговечности долота (в первую очередь его опоры –  $T_{on}$ ) от  $G$  и  $n$ :  $T_{on} = f(G; n)$ . Этот вариант более эффективен при бурении опорно-технологических скважин (ОТС), когда имеется возможность постоянно корректировать величины коэффициентов, входящих в такие зависимости, что является одним из

существенных недостатков варианта в связи с удорожанием буровых работ при бурении ОТС. Определение коэффициентов осуществляется с применением методов статистики, поэтому этот вариант проектирования режима бурения фактически является промежуточным между статистическим методом и первым вариантом аналитического метода; хотя для турбинного бурения этот метод неэффективен в связи с неравенством  $G_1 < G_3$ ;

Необходимо особо отметить: большая часть алгоритмов первого варианта метода проектирования режима бурения основана на достаточно глубоком научном понимании процессов, происходящих в скважине и на забое, и дает четкое представление о балансе затрат энергии в скважине, что позволяет квалифицированно и эффективно анализировать как ранее, так и на перспективу запроектированные режимы бурения, а также целенаправленно совершенствовать технику и технологию бурения глубоких скважин.

Метод пересчета при проектировании режимов бурения можно применять в том случае, если на месторождениях осуществляется переход к бурению скважин долотами другого (или нового) типоразмера при уверенности в том, что ранее применяемый режим был наиболее эффективным на данном месторождении или в конкретном интервале бурения, а также в том случае, когда  $V_p$  в большей степени зависит от величины  $V_m$  (чем от  $H_d$ ).

Физико-механические свойства горных пород и осложнения в скважине в каждом районе буровых работ имеют свою специфику. Это является одной из основных причин того, что до сих пор не разработаны общие методы проектирования специальных режимов бурения. Поэтому часто применяют статистический метод проектирования специальных режимов бурения или эмпирические зависимости, часто пригодные только для отдельных районов бурения.

Таким образом, используя соответствующий объем промысловой информации и применяя разные методы проектирования, можно запроектировать режим бурения скважины на инженерно-научном уровне. Выявив условия и цели бурения скважины, проанализировав имеющуюся информацию о процессах бурения скважин в данном районе или в районе с сопоставимыми условиями

углубления скважин, выбирают метод проектирования режима бурения скважин. Причем можно принять один из методов проектирования режима за основной, а другой использовать как проверочный; кроме того режим бурения можно проектировать разными методами в интервалах пород по буримости. Перед проектированием режима бурения необходимо выбрать тип долот.

## **2. Выбор типа долота**

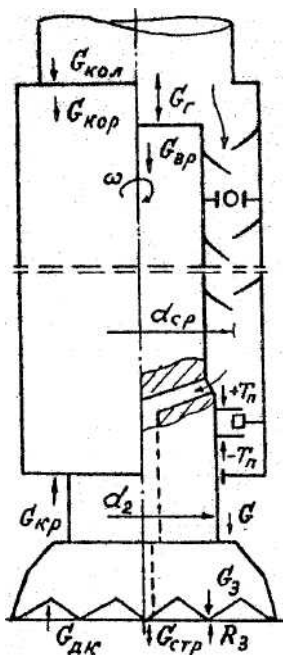
Выбор типа или модели долота осуществляют с применением статистических методов обработки промысловых данных, собранных непосредственно на практике либо из отчетной документации организаций. Существуют экспресс-методы выбора долота по методике ВНИИБТ с привлечением обобщенной классификационной таблицы соответствия типов шарошечных долот свойствам горных пород, а также классификационной таблицы соответствия типов долот категориям твердости и абразивности пород. Реализуют эти методы следующим образом. Строят гистограммы по фактическим данным о процентном содержании пород соответствующих категорий твердости и абразивности в интервале пород условно одинаковой буримости и сравнивают их с эталонными, которым соответствует определенный тип долот. Во втором случае дана таблица, построенная в координатах, на которых откладывают данные о категориях твердости и абразивности разбуриваемых пород и определяют тип долота. Оба метода основаны на обработке информации о работе долот методами статистики и предложены более 20 лет назад, поэтому при выборе долот необходимо привлечь информацию об отработке или испытании долот на конкретном месторождении не далее, как за последние 1-2 года, а также рекомендации соответствующих научных организаций.

При выборе модели долот следует учитывать последние достижения в их конструкциях. Например, более эффективными считаются долота, у которых имеется центральная насадка либо две боковые, максимально приближенные к забою, насадки с виброструей промывочной жидкости, но в любом случае промывочные узлы долот не должны препятствовать хорошему выносу шлама из-

под долота или способствовать размыву стенок скважины.

### 3. Осевые усилия на статор и ротор турбобура

Выше было отмечено, что турбобур, как машинный агрегат, работает во взаимосвязи с бурильным инструментом и с потоком промывочной жидкости. Поэтому в процессе работы в скважине на элементы его статора и ротора и на долото действуют несколько осевых усилий, алгебраическая сумма которых определяет загрузку турбобура, режим его работы и осевую нагрузку на долото. Вращающий момент при этом обеспечивается энергией от ГЗД причем поперечные или изгибающие силы также вносят изменения в характер работы турбобура (ГЗД) и долота. На рис. 14.1. показаны основные усилия и  $M_{в}$ , из которого видна сложность загрузки турбобура осевыми усилиями.



Для упрощения задач в технологии бурения скважин часто применяют  $G = G_3 - R_3$  или  $G_{кол}=G$ ,  $G_{гив}=G$ , что приводит к грубым ошибкам (здесь  $G_{гив}$  – величина разгрузки бурильного инструмента по показаниям прибора типа ГИВ;  $G_{кол}$  – вес части бурильной колонны, который вместе с весом ГЗД необходим для обеспечения  $G$ ). В этой связи отметим, что соотношение  $G_3 = R_3 = G$  будет иметь место, когда величина  $\Delta G_r=0$ , что практически не бывает, т.к.  $\Delta G_r$  определена техникой и технологией бурения применяемых способов бурения.

Рис. 14.1. Осевые усилия, действующие на элементы турбобура.

Сумму гидравлических усилий, действующих снизу на бурильный инструмент (без учета Архимедовой силы), находим как

$$\Delta G_{\Gamma} = G_{\text{кр}} + G_{\text{стр}} + G_{\text{дк}}$$

где  $G_{\text{кр}}$  - гидравлическое усилие, впервые отмеченное Крупновым Н.К., которое предлагаем рассчитывать по формуле

$$G_{\text{кр}} = R_{\text{кд}} \cdot F_{\text{д}}$$

$R_{\text{кд}}$  - перепад давления в кольцевом пространстве между забойным двигателем и стенками скважины; если  $d_y$  близок к  $d_r$  то в  $R_{\text{кд}}$  следует учесть и потери за УБТ;

$F_{\text{д}}$  - площадь поперечного сечения ГЗД по наружному диаметру;

$G_{\text{стр}}$  - усилие от реактивного действия струи жидкости, выходящей из насадок долота; его максимальную величину рассчитывают по формуле:

$$G_{\text{стр}} = 2 \cdot \rho_i \cdot V_u^2 \cdot F_n ;$$

$$G_{\text{дк}} = F_{\text{дк}} \cdot R_{\text{дк}},$$

$F_{\text{дк}}$ ,  $R_{\text{дк}}$  – площадь, через которую жидкость может выходить из-под долота, и перепад давления, возникающий при этом.

Расчеты показывают, что сумма  $G_{\text{стр}} + G_{\text{дк}}$  при определенных условиях может составлять 5...10 кН, тогда как усилие  $G_{\text{кр}}$  достигает более 20 кН, т.е.  $\Delta G_{\Gamma}$  в среднем равняется весу УБТ с 1у, применяемой в турбинном бурении, а иногда и больше их веса.

В процессе углубления забоя, как правило,  $\Delta G_{\Gamma} > 0$ , т.е. в основном можно рассматривать случай, когда  $G_3 = R_3 < G$ , но с учетом  $\pm T_n$  в соответствующих расчетах, например, в расчетах  $R_{\text{мах}}$  и  $R_{\text{дт}}$ . Когда  $G_b > (G_{\text{кол}} + G_{\text{кор}})$ , необходимо взять знак «плюс» (диски осевой опоры ГЗД нагружены снизу, а резиновая обсадка подпятника изнашивается интенсивней сверху). При  $(G_{\text{кол}} + G_{\text{кор}}) > G_b$  в первую очередь изнашивается нижняя часть обсадки подпятника и верхняя – дисков.

Для объемного разрушения породы необходимо, чтобы  $G_3$  была не меньше осевой нагрузки, рассчитанной с привлечением твердости пород по штампу:

$$G_3 = (G - \Delta G_{\Gamma}) \geq G_{\text{ш}}$$

В течение нормального процесса бурения скважин современными способами в нижней части бурильного инструмента относительно стабильно возникают динамические усилия (нагрузки), максимальная величина которых определяется



выражением

$$G_{д1} = \frac{E_M \cdot F \cdot V_в}{C_M}$$

При бурении с забойными двигателями в создании участвуют массы статора ГЗД, УБТ и бурильных, труб длиной весом  $G_{д1}$ . Минимальную длину  $l_{сж}$  определяют по формуле

$$l_{min} = C_M \cdot T_d - (l_r - l_{ш} - l_y),$$

где  $l_r$ ,  $l_{ш}$  - соответственно длина турбобура (РЗД) и его шпинделя.

Гидравлическое усилие  $G_r$ , передается на вал ГЗД и внутри колонны вверх к вертлюгу и уравнивается весом растянутой части бурильной колонны. Поэтому независимо от величины сил трения колонны о стенки скважины усилие,  $G_{з*}$ , определяемое согласно формуле

$$G_{з*} = G_{r*} + G_{сж min} + G_{зд} + G_y - \Delta G_r,$$

полностью передается на забой скважины при условии, что вес всей бурильной колонны больше  $G_{з} + G_{тр}$ .

Отмеченное выполнимо еще и поэтому, что нижняя часть бурильного инструмента подвержена интенсивным вибрациям; силы трения на этом участке малы и вес  $G_{кор} + G_{сж} + G_y$  почти полностью передается на долото ( $G_{кор}$  - вес статора ГЗД).

Гидравлическое усилие  $G_{r*}$  находится в виде

$$G_{r*} = F_{вн*} (P_{тп} + P_d + P_R)$$

где  $F_{вн}$  - площадь сечения канавы бурильных труб (с  $d_{вн}$ ), расположенных в нижней части колонны; остальные параметры известны.

Усилие  $G_з$  обеспечивается весом бурильного инструмента, следовательно,

$$G_з = G_{кол} + G_{зд} + G_y - \Delta G_r.$$

Если запроектировано  $G_з = G_{з*}$ , то длину труб, находящихся в сжатом состоянии, можно определить и другим способом.

$$l_{сж} = \frac{G - (G_{дз} + G_y) b - G_{r^i}}{q \cdot b}$$

Для противодействия усилию  $G_{тр}$  необходима дополнительная разгрузка колонны на забой.

Учитывая равенство  $G_{з*} = G_з$ , находится вес (а затем и длина растянутых

бурильных труб, уравнивающих  $G_{г*}$ :

$$l_{рас}=(G_{г*}-G_{тв}):q_{ср}b,$$

где  $G_{г*}$  - вес ведущей трубы.

При проектировании  $P_{max}$  и  $P_{дт}$  необходимо знать величину  $T_{п}$ , хотя в этот период информации об исходных данных для определения  $T_{п}$  еще мало. Несомненно, что в процессе углубления скважины условие  $T_{п} < (G_{кор} + G_{у})$  выполнить трудно. Учитывая вышесказанное, предлагается величину  $T_{п}$  рассчитывать по приближенной формуле, с уточнением ее при выборе ГЗД:

$$T_{п} \approx C_{м} * T_{д} * q_{ж} + G_{кор} + G_{у};$$

#### 4. Проектирование осевой нагрузки на забой скважин

14.5.1. Осевая нагрузка  $G_3$  для объемного разрушения породы. Выполнение поставленной задачи обеспечивается, если величина  $G_3$  рассчитывается с привлечением твердости пород по штампу ( $P_{ш}$ )

$$G_3 = P_{ш} * F_{к} * K_{д}$$

где  $F_{к}$  - площадка контакта вооружения долота с забоем в момент приложения всей величины  $G_3$  (опорная площадь), м<sup>2</sup>;

$K_{д}$  - коэффициент динамичности приложения  $G_3$ ;  $K_{д ср} = 1,0 \dots 1,3$ ;

$P_{ш}$  – в Н/м<sup>2</sup>;  $G_3$  в Н.

Для некоторых районов интенсивного бурения имеются сведения о названных параметрах по стратиграфическим подразделениям. Для других районов задача определения  $P_{ш}$ ,  $K_{т}$ ,  $K_{а}$  решается с привлечением геолого-геофизической информации о залегающих породах. Таким образом, остается правильно определить  $F_{к}$ .

Предлагалось несколько методов расчета  $F_{к}$ , но в одних из них нет достаточно четких обоснований, в других были приняты неприемлемые предпосылки, а в третьих предложены неудобные для инженерных расчетов приемы. Так, в одном из методов предполагалась глубина вдавливания зубцов в породу до 5/6 их высоты, что при громадном коэффициенте скольжения (также необоснованно вводимом в расчеты) и времени контакта зубцов о породой, составляющем тысячные доли секунды, неприемлемо для расчетов  $F_{к}$ . В другом

методе при расчете  $F_k$ , за ширину площадки контакта зубца долота вооружения с породой ( $b_3$ ) берут "притупление" для нового фрезерованного зубца, хотя такая величина сохранится считанные минуты при углублении забоя. Что же брать за  $b_3$  для твердосплавного вооружения в этом случае неизвестно, хотя такое вооружение признается лучшим в большей части условий бурения скважин.

Ниже предлагается следующий метод расчета  $F_k$ . (по существу метод "отпечатков"), учитывающий динамику перемещения долота на забое и согласующийся с методом измерения  $P_{ш}$ .

Ширина  $b_3$  измеряется (от вершины рубца к его основанию) на расстоянии  $\delta_3$  от вершины зубца при условии его вдавливания в породу на  $\delta_3 = 0,5...2,0$  мм. Нижний предел  $\delta_3$  следует брать для твердых пород и крепких, а верхний - для мягких, мягко-средних. Анализ работ УНИ по разрушению пород подтверждает. При роторном бурении может быть и  $\delta_3 > 2$  мм.

Сумму длин зубцов, одновременно находящихся в интенсивном силовом контакте с забоем, находим по формуле:

$$\sum l_i^i = K_1 \cdot l_i \cdot e_0 ,$$

где  $K_1$  - коэффициент, которым учитывается, что при бурении с забойными двигателями в определенный момент времени забой разрушается зубцами венцов П и смежных с ними или зубцами центральных венцов (по отношению к оси долота), что неизбежно при поперечных колебаниях долота:  $K_1 = 1,0...0,33$  при среднем значении  $K_1 \approx 0,67$ , особенно для более мягких пород;

$l_i$  - сумма длин зубцов по образующей от одной шарошки;

$e_0$  - число шарошек, находящихся в одновременном (или с незначительной фазой в отставании) интенсивном силовом контакте с породой на забое скважины.

Обычно  $e_0 \leq 3$ , т.к. в противном случае постоянно происходили бы биения долота с утроенной  $h_3$  и нормальный процесс бурения был бы практически невозможен в применяемой технике к технологии бурения. Опыты, проведенные исследователями кафедры «Бурение нефтяных и газовых скважин» ТюмГНГУ, показали, что при турбинном бурении в тех породах, где биения

неизбежны, они появляются в 25% случаях от процесса продольных зубцовых вибраций долота, причем амплитуда биений составляла около  $2 h_3$ , изредка достигая  $3 h_3$ , т.е. в основном  $e_0 \approx 3$ , что также обусловлено поперечными вибрациями долота. При турбинном бурении в расчетах можно принимать  $e_0 \approx 2,2$ . При анализе виброграмм установлено, что в процессе роторного бурения  $e \approx 1$ , т.е. шарошки по разрушению забоя работают в основном последовательно. Очевидно, такой характер работы долота при турбинном и роторном бурении определяет скорость износа их опор, при низкооборотном бурении с ГЗД величина  $e_0$  составляет промежуточное значение по сравнению с  $e_0$  для вышеуказанных случаев, с вероятной величиной  $e_0 = 2$ .

Таким образом, для инженерных расчетов при турбинном бурении

$$F_k = \sum l_i^k \cdot b_3,$$

где  $\sum l_i^k$  не равна сумме длин зубцов по образующей от всех трех шарошек ( $\sum l_i$ ).

Для турбинного бурения можно принять

$$F_k = 1,5 * l_i * b_3,$$

а при бурении с низкооборотными забойными двигателями и роторном способе, соответственно

$$F_{кн} \approx 1,6 * l_i * b_3; F_{кр} \approx l_i * b_3.$$

Когда при вершине есть зубцы, то  $K_1$ , может снизиться до 0.55; тогда для турбинного бурения

$$F_k \approx 0,4 \sum l_i \cdot b_3$$

где  $\sum l_i$  - сумма  $l_i$  от всех шарошек долота (помним, что  $\sum l_i > \sum l_i^k$ ).

Необходимо помнить, что  $l_i$  и  $b_3$  лучше измерять непосредственно на долотах и как средневзвешенные из нескольких замеров на всех шарошках по всем венцам.

Проектирование  $G_3$  с применением экспериментально получаемых коэффициентов.

В этом случае время бурения долотом ( $t_\delta$ ) ограничивают временем работы его опоры –  $T_{оп}$ .

Механическая скорость проходки при этом определяется выражением

$$V_m = q(G - C_G) \cdot n^y,$$

где под  $G$  подразумеваем  $G_3$ , хотя в литературе этого не отмечают;

$C_G$  – величина (условная) осевой нагрузки, соответствующая отрезку,

отсекаемому на оси  $G$  графика  $V_m = \int(G_3)$  с его продолжением после осреднения

экспериментальной кривой указанной зависимости. Когда график  $V_m = \int(G_3)$

имеет выпуклость вниз – величина  $C_G$  положительна, а когда кривая  $V_m = \int(G_3)$

обращена выпуклостью вверх величина  $C_G$  – отрицательна.

Приняв  $H_d = V_m \cdot T_{оп}$ ; берут производные  $dH/dG$  и  $dH/dn$ , приравнивают эти приравнивают выражения для расчета величин  $G_3$  и  $n$ , обеспечивающих максимальную проходку на долото:

$$G_n = \frac{t_d - b_n - c_G}{2K_G} ;$$

$$\eta_H = \frac{y(t_d - K_G \cdot G_3)}{b_n(y+1)} .$$

С учетом времени на спуско-подъемные операции бурильного инструмента предложены выражения для расчета  $G$  и  $n$ , при которых можно получать максимальную рейсовую скорость бурения ( $G_{VP}$  и  $n_{VP}$ ), а также формулы для расчета  $G_{опт}$  и  $n_{опт}$ .

Формулы пригодны в основном при роторном и низкооборотном бурении с забойными двигателями, но с периодической проверкой почти всех параметров, входящих в эти формулы. То же относится и к проектированию  $G_{опт}$ ,  $n_{опт}$ ,  $G_{VP}$ ,  $n_{VP}$ .

Для проектирования  $G_3$  для роторного бурения применяется эмпирическую формулу, с подстановкой в нее известной частоты  $n$ :

$$G = 8.83 \cdot 10^3 \frac{D_d}{n},$$

где коэффициент 8,83 получен опытным путем;  $D$  - в м;  $n$  в об/мин;  $G$  - в кН (очевидно, что  $G = G_{cp}$ ).

Кроме приведенных зависимостей для проектирования  $G$  и  $n$  есть и другие с опытными коэффициентами, которые, в лучшем случае, необходимо уточнять в процессе бурения опорно-технологических скважин.

#### 14.6. Определение расхода промывочной жидкости

Расход промывочной жидкости ( $Q$ ) следует проектировать так, чтобы технология углубления скважины принятым способом осуществлялась в заданном режиме.

В общем случае проектная величина  $Q$  должна находиться в пределах

$$Q_{\min} \leq Q \leq Q_{\max}$$

где  $Q_{\min}$ ,  $Q_{\max}$  - граничные в конкретных условиях бурения величины  $Q$ .

Минимальное значение  $Q$  проектируется с выполнением условия нормальной очистки забоя и скважины от выбуренной или осыпавшейся в скважине породы.

Верхний предел  $Q$  может, быть обусловлен разными причинами. Так, при нормальных условиях проводки скважины в первую очередь следует проектировать технологически-необходимый расход ( $Q_{тн}$ ), поддержание которого обеспечивает все необходимые затраты мощности при бурении с ГЗД.

Известны более 40 формул для расчета  $Q$ , но только некоторые из них не содержат трудноопределяемых коэффициентов и неточностей в размерностях, имеют принципиальное значение, определенную физическую основу и значимость для решения задач технологии углубления скважин. Поэтому кроме методов расчета  $Q_{\min}$  и  $Q_{\max}$  ниже рассмотрены те, которые чаще необходимы при проектировании  $Q$ . Так, верхний предел  $Q$  может быть обусловлен необходимостью предотвратить: налипание частиц породы на стенках скважины

или образование "сальников" на бурильной колонне ( $Q_c$ ); нежелательное утяжеление промывочной жидкости выбуренной породой ( $Q_{yt}$ ); снижение уровня жидкости в скважине при ее поглощении в пласты; отрицательное влияние дифференциального давления на забой скважины, гидроразрыв пластов.

Расчет расхода промывочной жидкости, достаточного для хорошей очистки скважины от выбуренной породы. Такой расход называют минимально необходимым ( $Q_{min}$ ), который при реальных числах Рейнольдса для промывочных жидкостей определяют по формуле:

$$Q_{min} = 7,4 \sqrt{d_u \left( \frac{\rho_n}{\rho_2} - 1 \right)} \cdot F_{кп}$$

где 7,4 – учитывает постоянную Ретингера и скорость подъема частицы в потоке жидкости;

$d_u$ - условный диаметр (размер) частиц выбуренной породы; размер следует брать по фактическим данным о выносимом из скважины шламе;

$\rho_n$  ,  $\rho_2$  - плотность разбуриваемых пород и промывочной жидкости в кольцевом пространстве скважины;

$F_{кп}$ . площадь кольцевого пространства за бурильной колонной.

Величину  $Q_{min}$ , следует проектировать соответственно интервалам пород по буримости и изменению  $F_{кп}$  по глубине скважины.

Расчет расхода  $Q_{тн}$ . Величина  $Q_{тн}$  определяеться из уравнения для удобства записанного в виде:

$$3B * Q^2 = P_{max} * P_1$$

$$Q_{тн} = \sqrt{\frac{P_{max} - P_1}{3B}}$$

Аналогичную формулу в свое время предложил Булах Г.И., но без учета  $P_1$  и некоторых составляющих, поэтому названный им "оптимальным" расход получается завышенным.

Расход  $Q$  следует менять по интервалам условно одинаковой буримости, а это значит, что таким образом надо менять и цилиндрические втулки насосов и дам иногда ГЗД, что менее выгодно, чем несколько снизив  $Q$ , оставлять неизменным диаметр цилиндрических втулок ( $d_{ц}$ ) сабурового насоса на нескольких интервалах по

буримости, не меняя ГЗД на более длительной интервале бурения. В этой связи предложен "рациональный" расход:

$$Q_p = (0,85 \dots 0,90) \cdot Q_{TH}$$

при котором считается возможным некоторое ограничение  $N_r$  при более ощутимом снижении  $Q$ . Данная формула не проектная, но ее полезно применить, когда выбираются  $d_{ц}$  и окончательно - модель турбобура. Очевидно, что при нормальных условиях бурения, когда  $Q_{min}$  значительно меньше  $Q_{TH}$ , предпочтительно:  $Q_p < Q < Q_{TH}$ .

Рассчитывать  $Q_c$  необходимо, когда  $\frac{\tau_0}{\eta_B} \geq 360 \text{ 1/с}$ :

$$Q_c = 20 \cdot (D_c^2 - d_H^2) \cdot \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho_2}}$$

где  $\tau_0$  - динамическое напряжение сдвига промывочной жидкости, Па;  
 $\eta_B$  - пластическая вязкость жидкости, Па.с.

Чтобы не было незапланированного утяжеления бурового раствора, величину  $Q_{UT}$  определяют согласно выражению

$$Q_{UT} \geq F_{КП} \left[ \alpha_K \cdot K_\phi \sqrt{d_u \left( \frac{\rho_n}{\rho_2} - 1 \right)} + \frac{V_M \cdot F_3 \cdot \lambda_\chi (\rho_n - \rho_2)}{F_{КП} (\rho_2 - \rho_1)} \right]$$

где  $\alpha_K$ ,  $K_\phi$  - коэффициенты стеснения потока в кольцевом пространстве и формы частиц;

$\lambda_\chi$  - коэффициент, учитывающий винтообразное движение выбуренных частиц породы, при роторном бурении  $\lambda_\chi = 1,26$ , а при турбинном -  $\lambda_\chi = 1$ .

Расход  $Q_{UT}$  необходимо рассчитывать, в основном, при высоких  $V_M$ .

Расход, при котором достигается 0,75.. 0,80 давления гидроразрыва

$$Q_{zp} \leq \sqrt{\frac{(0,75 \dots 0,80) \eta_{zp} - \gamma_2}{10^6 \cdot b_j \cdot \rho_2}}$$

где  $\eta_{zp}$  - градиент давления гидроразрыва пласта, Па/м;

$$\eta_{zp} = 0,0083 + 0,066 \cdot P_{ПЛ} / L_c;$$

$P_{ПЛ}$  - пластовое давление, МПа;  $\eta_{zp}$  - Н/м<sup>3</sup>;  $L_c$  - глубина скважины или того пласта, для которого определяется  $\eta_{zp}$ , м;



$b_j$  - средняя по скважине величина коэффициента гидросопротивлений,  $\text{м}^{-5}$  ;

$$b_j = \frac{2,6 \cdot 10^{-8}}{(D_c - d_{Hi})^3 \cdot (D_c + d_{Hi})^2} ;$$

$d_{Hi}$  – наружный диаметр бурильных труб, УБТ или турббурра, соответственно, м.

Расход промывочной жидкости, при котором можно ограничить отрицательное влияние дифференциального давления на  $V_m$  определяется по формуле

$$Q_D = \sqrt{\frac{P_{\text{диф}}}{\rho_2 \cdot \sum b_j \cdot l_j}} .$$

В зависимости от условий бурения и возможностей углубления скважин без осложнений проектная величина дифференциального давления составляет 0...3,5 МПа. Когда  $P_{\text{диф}}=0$ , следует предусматривать бурение скважины "при равновесном давлении". Ограничивающим фактором при окончательном обосновании проектного  $Q$  величина  $Q_D$  становится при  $L_c > 2000$  м.

## 5. Проектирование частоты вращения долота.

Частоту вращения долота для обеспечения  $\tau_k$ , которой возможна реализация расчетной  $G$ , в общем виде находится из формулы

$$\eta_{\tau} = \frac{60 \cdot t_n}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot T_{\text{зн}}} ,$$

где  $T_{\text{зн}} = 1/f_{\text{зн}}$  - период осевых зубцовых вибраций долота при условии недеформируемости забоя,  $n$  – в об/с.

Так как забой не является абсолютно жестким, то необходима замена  $T_{\text{зн}} = T_d / (1...2)$ , где коэффициенты (1...2) отражают многообразие условий бурения в скважине, в первую очередь влияние поперечник вибраций долота.

Приняв  $T_d = (1...2) \cdot T_{\text{зн}}$  и  $T_d \approx 4 \cdot \tau_{\text{ак}}$ , находим

$$n_{\tau} = K_{\tau} \cdot 10^3 \cdot \frac{t_n}{R \cdot \tau_{\text{ак}}} ,$$

где  $K_{\tau} = 4,8...9,6$ ;  $\tau_{\text{ак}}$  - в мЛс;  $n$  – в об/мин.

Естественно, для забойных условий скважины величина  $K_{\tau}$  должна быть

определенной. При одних типах привода долота и его модели эффективней увеличить  $\tau_k$  и снизить  $K_n$ , а при других - рациональней поступить наоборот. В практике бурения давно замечена возможность получения  $V_{м,} = V_{max}$  при равных  $n$ , что зависит не только от типа привода и модели долота, но и от характера скола породы и образования лунки выкола в процессе разрушения породы на забое скважины. Поэтому при специальных исследованиях, связанных с выявлением более эффективных  $n$ , необходимо проводить работы при  $K_\tau = (4,8...9,6)$ . учитывая все особенности углубления скважины в данных условиях при равных сочетаниях элементов в компоновке низа бурильного инструмента

Для большинства скважинных условий достаточно принять  $K_\tau = 4,8...7,2$ , где нижний предел  $K_\tau$  - для твердых пород, а верхний - для мягких, при которых есть возможность повышения  $K_{мз}$  путем увеличения числа поражений забоя вооружением долота  $-K_n$ . Для роторного бурения -  $K_\tau \approx 9,6$ .

С использованием забойного двигателя и известным  $G_d$ , величину  $n = n_{т1}$  можно уточнить по формуле:

$$n_{т1} = 11 \sqrt{\frac{G_d C_m K_{вд}}{E_m F R \tau_{ак} \sin \beta}} .$$

$$\tau_{ак} = (\tau_г \cdot \tau_{вых}) : 2 \quad \text{или} \quad \tau_{ак} = \frac{\tau_k}{2} = \frac{\tau_{зн}}{2}$$

Высокая точность проектной  $n$  обеспечивается только в отдельных случаях, т.к. поддерживать необходимое время  $\tau_{ак}$  можно при разных параметрах долота ( $t_d, R$ ),  $G_d, F$  и забойных двигателях, имеющих разную динамичность развития  $n$  ( $K_{вд}$  - различны). Естественно, от этих же причин будет зависеть и расхождение в величинах  $n_\tau$  и  $n_{т1}$ .

При роторном бурении величина  $n$ , как правило, ограничена прочностью бурильной колонны и часто зависит от проявления резонанса совмещений, биений и автоколебаний, поэтому частоту в  $n = n_{рс}$  рекомендуют определять согласно формуле:

$$n = 8,38 \cdot 10^4 \frac{D_d}{C_{cp}} .$$

В процессе проектирования режима бурения с турбобурами серии А, с ВЗД, одношарошечными, алмазными и фрезерными долотами необходимо иногда принимать инженерные решения о величине параметров режима применительно к выбранному способу бурения согласно возможностям соответствующего наземного и скважинного оборудования. Бурение о турбобурами типа А. Расход  $Q$ , частота вращения вала турбобура и осевая нагрузка на долото проектируются также как и при других ГЗД, но следует принять во внимание, что максимальная величина  $G_{ст} = G_{max}$  и перепад  $P_t$  при рабочей  $n$  определяется согласно выражениям:

$$G_{max} = \frac{0,55 M_T - M_n}{M_y} ;$$

$$P_n = P_{тг} \left( 1 + \frac{0,36 n_p}{n_x} \right),$$

где  $P_{тг}$  – перепад давления в турбобуре при тормозном моменте.

Проектирование режима углубления скважины с ВЗД. Рассчитывают  $n = n_{тг}$ ,  $G_3 = G_{ш}$ ,  $Q_{пр}$  и  $M_c$ , причем при расчете  $G_{ш}$  следует учесть, что  $\delta_3$  можно брать в 1,5 раза больше, чем при турбинном бурении.

Определяют  $n_i$ ,  $M_i$  и  $P_i$ , а затем  $P_{вм}$ . Далее сравнивают  $n_i$  и  $M_i$  с  $n_{тг}$ ,  $M_c$  и  $P_i$  с предварительно взятым  $P_{вз}$ . Если  $M_c < M_i$ , то за проектные принимают  $M_c$ ,  $n_i$ ,  $P_{вм}$ . Если же  $M_c > M_i$  (что бывает реже), то следует принять другой  $Q$  в допустимом диапазоне  $Q_{min} < Q < Q_{max}$ , сменить модель или диаметр ВЗД и снова проверить возможность поддержания величин  $n_i$ ,  $M_c$  и  $P_{вм}$  в данных условиях.

Так как с БЗД можно поддерживать дольше  $M_b$  и низкие  $n$ , то при  $M_c < M_i$  имеет смысл проектировать  $G$  при справочной величине  $n_i$  и с проектным  $Q$ .

Углубление скважины одношарошечным долотом. Согласно данным СевКавНИПИнефть величину  $G$  принимают в размере 6...8 кН на 1 см диаметра долота, а  $n = 60...120$  об/мин при расходе  $Q \geq Q_{min}$ , так как такие долота обычно применяют при роторном бурении.

Режим бурения с алмазными и фрезерными долотами. Расход  $Q$

проектируется согласно методике для выбранного способа бурения. Величину  $G$  рассчитывают при условии, что нагрузка на 1 см диаметра долота должна быть не менее 2...4 кН.

Частоту  $n$  для бурения алмазными долотами с забойными двигателями определяют по формуле:

$$n_a \leq 19,1 \frac{V_{ок}}{D_d},$$

где  $V_{ок}$  - максимальная окружная скорость перемещения резцов (по диаметру  $D_d$  - в м);  $V_{ок}=3...5$  м/с;  $V_{ок}=3$  м/с, когда охлаждение алмазов ухудшается.

С применением фрезерных долот нагрузка на 1 см диаметра  $D_d$  принимается равной 4...6 кН, а частота вращения -  $n=60...120$  об/мин.

В процессе проектирования специального режима углубления скважин в осложненных условиях особое внимание уделяется качеству промывочной жидкости и величине расхода  $Q$ , но конкретных общепринятых разработок при этом мало.

Отбор крена. Осевую нагрузку на шарошечную бур-головку проектируют аналогично, а расход  $Q$  следует поддерживать в пределах  $Q > Q_{min}$  во избежание размыва крена, но при условии обеспечения достаточной мощностью ГЗД. Частота  $n$  при отборе керна должна быть по возможности меньше, для этого применяют роторный способ или определяют  $n_t = n_{t \min}$ .

Бурение с РТБ. Уровень расхода определяется хорошей очисткой скважины и эффективной работой турбобуров при их оптимальном режиме с  $\eta = \eta_{оп}$  и средней осевой нагрузке  $G_{ср}=80...120$  кН. Вращение ротора поддерживают с частотой 2...10 об/мин.

Бурение направленно-искривленных скважин. Режим бурения быть различным в зависимости от условий и способа бурения, причем в настоящее время во многих случаях не стараются поддерживать специальные режимы, но корректировку режима на участках с интенсивным искривлением оси скважин производят обязательно. Так если необходимо повысить роль асимметричного разрушения забоя, то следует проектировать и реализовывать бурение с низкими

п.

При проектировании  $G$  также необходима корректировка с целью проводки скважины по запланированному профилю, но условие  $G = G_{шт}$  желательно выполнить.

При окончательном решении вопроса о  $n$  и  $Q$  необходимо учитывать дополнительные к  $M_c$  затраты вращающего момента ( $M_{ис}$ ) двигателем при бурении скважины на искривленных участках:

$$M_{ис} = \frac{D_c \cdot M_{2n}}{4l_{кд}} [ql_{км}(l_{кд} + b_{км}) \sin \theta + 4f_m \cdot G],$$

где  $D_c$  диаметр скважины;  $l_{кд}, l_{км}$  – расстояние между опорными точками касания с нижней стенкой скважины калибратора и низа турбобура, соответственно;  $q$  – вес единицы длины рассмотренного участка;  $\theta$  – зенитный угол;  $f = (D_c - d_r) : 2$ .

## 6. Расчет диаметра насадок для промывочного узла долота

Для выбора и обоснования диаметра насадок долот ( $d_{нс}$ ) предложено было несколько методов, которые к основному базировались на идее, предполагающей возможность разрушения пород на забое скважин струей жидкости, выходящей из насадок со скоростью  $V_{и}$ . Проведенные опыты давно опровергли такую предпосылку, т.к. для разрушения даже мягких горных пород необходимо поддерживать  $V_{и} > 200$  м/с и в несколько раз более высокие  $V_{и}$  – для разрушения крепких пород. При современных способах бурения скважин обеспечение таких  $V_{и}$  недостижимо, т.к. в насадках долот при этом требуется срабатывать большую мощность, чем величина  $N_r$ , которую формируют на устье скважин. При этом реализовать на забое можно только малую часть  $N_r$ , причем при недостаточном времени контакта струи с породой.

Считается, что возможности современных способов бурения гарантируют удовлетворительную или хорошую очистку забоя от выбуренной породы и доразрушение предразрушенных долотом пород на забое скважин. В процессе бурения скважин с ГЭД одной из главных функций  $P_d$  (наряду с  $P_t$ ) является функция регулирования величин  $G_r, T_n$  и режима работы всего бурильного инструмента. Причем  $P_d$  можно менять и оперативно. С учетом сказанного о роли

$P_d$  предложено определять (и в первую очередь проектировать) технологически необходимую величину  $P_d$  ( $P_{дт}$ ), а затем рассчитывать  $d_{нс}$ .

Величину  $P_{дт}$  соответствующую мощность находим из выражения, определяющего загрузку турбобура (ГЗД) осевыми усилиями

$$G_{зсп} - F_p(P_{тп} + P_{дт} + P_R) - G_{вр} \pm T_{п} = 0;$$

$$P_{дт} = \frac{1}{F_p} * (G_{зсп} - G_{вр} \pm T_{п}) - (P_{тп} + P_R);$$

где  $G_{зсп}$  – средняя величина осевой нагрузки на забой в интервале одинаковой буримости пород;  $N_{дт} = Q * P_{дт}$ .

Применяя классическое уравнение гидравлики для расчета  $P_d$

$$P_d = \frac{\rho_1 \cdot Q^2}{2 \mu_\delta^2 \cdot F_n^2},$$

и окончательно приняты расход  $Q$ , находим проектную (или фактическую при  $P_{дт} = P_{дф}$ ) величину диаметра насадок:

$$d_{нс} = 0,95 \sqrt{\frac{Q}{K_n \cdot \mu_\delta}} \sqrt{\frac{\rho_1}{P_{дт}}},$$

где  $K_n$  - количество одинакового диаметра насадок долот;

$\mu_\delta$  - коэффициент, учитывающий потери напора жидкости в промывочном узле долота;

$F_n$  - суммарная площадь насадок по выходной величине  $d_{нс}$ .

Параметр  $\mu_\delta$  можно назвать коэффициентом сопротивлений в долоте. Здесь меньше всего подходит название "коэффициент расхода", т.к. этот термин соответствует случаю, когда жидкость через малое отверстие в вертикальной стенке истекает из тонкостенной емкости при атмосферном давлении. В этом случае возрастает  $Q$  по сравнению с другими видами отверстий, что не происходит в процессе бурения скважин, где  $\mu_\delta$  учитывает сопротивления на входе в промывочный узел долота, в его каналах (канале), а самой насадке и из выходе под уровень жидкости в скважине.

Для отдельно взятой насадки можно брать  $\mu_\delta = 0,95$ , но как показали исследования, для долота  $\mu_\delta$  может меняться в пределах 0,65...0,87. Когда

насадки изношены или сняты, то  $\mu_d = 0,65$ . В среднем для современных долот (еще по недоразумению называемых гидромониторными) со струйными насадками  $\mu_d = 0,82$ .

Таким образом, если насадки рассчитываются при  $\mu_d > 0,82$  и  $P_d/P_{дг}$ , то они не соответствуют принятому способу и технологии бурения. Это достаточно убедительно продемонстрировали буровики-производители за последние 15 лет, часто снимая насадки, рекомендованные ВНИИБТ.

Если предполагается применять в долоте насадки с равными  $d_{нс}$ , то из уравнения при  $P_d=P_{дг}$  следует найти необходимую  $F_n$ , а затем принять величины  $d_{нс}$  при найденной  $F_n$ .

На очистку забоя от породы и доразрушение пород тратится определенная энергия. Эффективность очистки забоя зависит от типа и конструкции насадок, их расположения на долоте. Для этой цели разработаны центральные насадки, боковые, приближенные к забою, щелевидные, с вибрирующим потоком, выходящим из насадок и др. Необходимо, чтобы струя из насадок не перекрывала канал для выхода шлама из-под долота.

Лучшими считаются центральные насадки, две боковые (например, с ликвидированным третьим боковым узлом - долото типа МЗГВЗ), УНК, с виброструей и некоторые другие.

## 7. Расчет мощностей, расходуемых на забое скважин

Методы расчета мощности, расходуемой на забое скважины (или "полезной мощности"), и ее составляющих дают возможность выбирать лучшее скважинное оборудование, анализировать его работу и эффективность углубления скважин при выбранной технике и запланированной технологии бурения скважин. Обычно необходимо знать проектную и фактическую  $N_{дп}$ .

Иногда расчет  $N_{дп}$  проводят по удельной работе для разрушения пород, хотя такой подход более пригоден при исследовательских работах. Поэтому чаще применяют формулу вида

$$N_{дп} = 2\pi \cdot M_{дп} \cdot n ,$$

при которой предполагается, что процесс на забое происходит в статике при средних  $M_{дп}$  и  $n$  за период зубцовых вибраций  $T_d$  (или  $T_n$ ). В действительности величина  $N_{дп}$  расходуется полностью в каждый полупериод  $T_d$ . При этом для турбинного бурения можно принять, что во второй половине  $T_d$  процесс происходит в статистке, т.к. в это время на долото в основном действует усилие  $G_b$ . Причем мощность  $N_{дп2}=N_{ст}$  достигает максимума во время  $t_{cm}$ , т.е. турбобур тратит мощность, обусловленную приложением  $G_{ст}$  с одного абзаца на другой на одном и том же венце или на другой рубец среднего венца.

В первую половину  $T_d$  та же по величине мощность ( $N_{дп}=N_{дп1}$ ) тратится на разрушение пород ( $N_{рп}$ ) на рассеивание энергии в породах на забое скважины ( $N_{рас.п}$ ) и на осевые вибрации бурильной колонны (инструмента) –  $N_k$ .

Таким образом,

$$N_{дп}=N_{дп1} \approx N_{дп2}=N_{ст}.$$

Основы расчета  $N_{дп1}$  были заложены П.В. Балицким, хотя ошибки относительно моментов времени, в течение которых происходит реализация составляющих  $N_{дп1}$  не позволяли применять его методы для расчетов. Ниже приводим методику расчета  $N_{дп2}$  и составляющих мощности  $N_{дп1}$  в которой по возможности ошибки устранены.

Мощность  $N_{дп1}$  находим как

$$N_{дп1}=N_{рп}+ N_{рас.п}+N_k,$$

где  $N_k$  – мощность, которую бурильная колонна получает от забоя после его упругой деформации за время  $t_{вых}$ .

Величины  $N_{рп}$ ,  $N_{рас.п}$  и  $N_k$  для бурения с ГЗД найдем согласно формулам:

$$N_{рп} = \frac{G_{ш}^2}{\tau_{вд} \cdot \alpha_n} = \frac{G_{ш} \cdot \delta_3}{\tau_{вд}} ;$$

$$N_{рас.п} = \frac{(1-K_{ом}) \cdot G_{ш}^2}{2 \tau_{вд} \cdot \alpha_n} ; \quad N_k = \frac{K_{ом} \cdot G_{ш} \cdot \delta_3}{2 \tau_{вых}} ,$$

где  $G_{ш}$  – осевая нагрузка на забой скважины, определяемая по твердости пород по штампу (при роторном бурении возможна замена на  $G_{ср}$ );

$\delta_3$  - глубина вдавливания зубца долота в породу за время  $\tau_{вд}$  ;



$K_{от}$  – коэффициент отражения энергии от забоя. Во время  $\tau_{вых}$  часть энергии отдается бурильной колонне через динамически активный участок колонны или бурильного инструмента; причем  $K_{от} = 0,29 \dots 0,87$ , где нижний предел  $K_{от}$  – для мягких пород, а верхний – для твердых;

$\alpha_n$  – жесткость пары «зубец долота - порода».

Приведенные уравнения полезны для анализа процесса углубления скважины, т.к. применяя их, можно отдельно определять почти все составляющие в них при других фиксированных параметрах, а при известных  $\delta_3$  и  $\tau_{од}$  – эффективную осевую нагрузку, которую может «принять» турбобур, если известны его характеристики  $M_b$  и  $n$ . Для этого  $M_{дп}$  следует выразить как

$$M_{дп} \approx M_b - M_o - M_n - M_2,$$

где  $M_2$  – момент, необходимый на вращение калибраторов, маховика и др.

Приняв  $\tau_{вых} = \tau_{од}$  находится

$$N_{дп} = \frac{3G_{ш}\delta_3}{T_n} = \frac{6\pi nRG_{ш}\delta_3}{t_n};$$

$$M_{дп1} = \frac{N_{дп1}}{2\pi n} = \frac{3RG_{ш}\delta_3}{t_n}$$

Если определено усилие  $G_3$ , то в выражениях нагрузка  $G_{ш}$  заменяется на  $G_3$ .

Поток энергии (мощность), который может «протекать» через бурильную колонну, рассчитывают согласно формуле

$$N_{к1} = \frac{E_m F_m V_g^2}{N_g C_m}.$$

В процессе углубления скважины и отсутствии отражателей энергии вибраций должно выполняться условие  $N_{к1} \approx N_k$ .

Величина  $N_{ст}$  при бурении с ГЗД определяется по формуле

$$N_{ст} = \frac{G_{см} \cdot h_{31}}{\tau_{см}} \approx 0,16 h_{31} t_n a_n n_{ср};$$

где  $h_{31}$  – максимальная амплитуда перемещения низа бурильной колонны (инструмента) за вторую половину периода  $T_d$ .

Расчет мощностей  $N_{дп1}$  для роторного бурения необходимо проводить с

учетом того, что  $\tau_{\text{вых}} > \tau_{\text{од}}$  (при этом способе время  $\tau_c$  отдельно не выделяется), а  $G = G_{\text{ср}}$ .

Мощности  $N_R$ ,  $N_{\text{дк}}$ ,  $N_{\text{др}}$  и  $N_{\text{оч}}$  можно рассчитывать как

$$N_R = P_R \cdot Q; \quad N_{\text{дк}} = R_{\text{дк}} \cdot Q;$$

$$N_{\text{др}} = (0,1 \dots 0,2) \cdot \rho_1 \cdot V_u^2 \cdot Q = N_{z1}$$

$$N_{\text{оч}} = \frac{\pi D_c^2 g}{4} (\gamma_n - \gamma_1) l_c \cdot V_m,$$

где  $\gamma_n$  и  $\gamma_1$  - удельный вес горной породы и закачиваемой на забой жидкости, Н/м<sup>3</sup>;

$V_m$  - м/с;  $l_c$  - м; коэффициент 0,2 в формуле для мягких пород, а 0,1 - для пород МС.

Если  $N_{\text{дт}} > (N_{\text{оч}} + N_{\text{др}} + N_{\text{дк}} + N_{\text{кп}})$ , то избыточная величина  $N_{\text{д}}$  бесполезно "рассеивается" в потоке жидкости, поэтому проектировать  $(N_{\text{оч}} + N_{\text{др}} + N_{\text{дк}})$ , следует тогда, когда  $N_{\text{дт}}$  меньше этой суммы. На это давно обратили внимание американские ученые хотя и не имели метода расчета указанных мощностей.

## 8. Коэффициенты передачи мощности на забой и способа бурения

Коэффициент передачи мощности на забой скважины характеризует эффективность затрат  $N$  и ее составляющих в процессе углубления скважин. В общем виде

$$K_{\text{мз}} = \frac{N_{\text{дн}} + N_{\text{др}} + N_{\text{оч}}}{N_{\text{од}}}$$

где  $N_{\text{од}}$  - общие затраты мощности; для роторного бурения

$$N_{\text{од}} = \frac{N_z}{\eta_{\text{пр}}} + \frac{N_x}{\eta_{\text{пр}1}}$$

где  $\eta_{\text{пр}}$ ,  $\eta_{\text{пр}1}$  - коэффициенты, учитывающие затраты  $N$  в приводе к буровому насосу и ротору.

С увеличением глубины скважины  $N_{\text{дп}}$ ,  $N_{\text{др}}$  и  $N_{\text{оч}}$  снижаются (в крепких породах величины  $N_{\text{др}}$  и  $N_{\text{оч}}$  малы), а  $N_{\text{од}}$  обычно повышается, поэтому при всех

способах бурения с увеличением  $L_c$  величина коэффициента  $K_m$  снижается.

Для бурения с ГЗД

$$K_{мз} = \frac{(N_{\text{дн}} + N_{\text{др}} + N_{\text{оч}}) \eta_{\text{пр}}}{N_2},$$

откуда следует: при меньших глубинах скважин и бурении с ГЗД имеются возможности обеспечить  $K_{мз}$  выше, чем при роторном бурении, к тому же при повышенных  $V_m$  затраты  $N_{\text{др}}$  и  $N_{\text{оч}}$  выше. Но с увеличением глубин скважин соотношение  $K_{мз}$  для этих способов может меняться, тем более, что поддержание определенного уровня расхода  $Q$  для обеспечения необходимой мощности турбобура (ГЗД) связано с большими затратами на  $N_{\text{гс}}$ .

Бурение в твердых и крепких породах происходит с малыми затратами на  $N_{\text{оч}}$  и  $N_{\text{др}}$ , и в этих случаях для бурения с ГЗД можно принять

$$K_{мз} = \frac{N_{\text{дн}} \cdot \eta_{\text{пр}}}{N_2}.$$

Коэффициент полезного действия, характеризующий способ углубления скважин ( $\eta_{\text{сн}}$ ), целесообразно оценить с учетом мощности, расходуемой непосредственно на разрушение пород, от величины которой зависит  $V_m$  (температура углубления скважины):

$$\eta_{\text{сн}} = \frac{N_{\text{пр}} + N_{\text{з1}}}{N_{\text{од}}}.$$

Расчеты  $\eta_{\text{сн}}$  согласно предложенному методу показывают, что соотношение  $K_{мз}$  и  $\eta_{\text{сн}}$  при разных скважинных условиях и приводах долота меняется существенно. Так, например, при бурении в условиях Среднего приобья ( $L_c \approx 2300\text{м}$ ) можно обеспечить следующие  $K_{мз}$  и  $\eta_{\text{сн}}$ , соответственно с применением: роторного способа – 18...20% и 15...17% ЗТСШ1-195 – 20...25% и 15...18%; Д1-195 – 25...27% и 20...22%; ЗТСШ1М2-195 – 30...32% и 20...22%; ТРМ-195 – 18...20% и 15...17%.

Приведенные величины  $K_{мз}$  и  $\eta_{\text{сн}}$  рассчитаны для осредненных условий эксплуатации ГЗД, и очевидно, что анализ эффективности их применения

необходимо проводить в сочетании с конкретными долотами по интервалам условно одинаковой буримости. Но из приведенных данных следует, что в указанных условиях более эффективна можно бурить с двигателями ВЗД или с ЗТСШ1М2.

С применением предложенного метода расчета  $\eta_{ст}$  можно успешно решать задачу выбора эффективного способа бурения или ГЭД на стадии проектирования строительства скважины и вносить коррективы после проводки небольшого количества скважин.