

УДК 622.243.3:548.4

Л. К. Горшков, акад. МАН ВШ и МАНЭБ, А. А. Яковлев, акад. МАНЭБ,
Н. А. Павлов

Санкт-Петербургский государственный горный институт, Россия

МАТЕМАТИКО-МЕХАНИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАЗРУШЕНИЯ ПОРОД ПРИ БУРЕНИИ

Rock failure mechanism in the process of drilling may be defined as oscillating process described by difference-differential equation which goes with equation for torque factor which is transmitted to the string through robust transmission from pumping power. In this case specific drag torque to rotating of drilling assembly is a cubic dependence from angular rate of rotation. The model is verified experimentally and is acknowledged as practically adaptable.

Буровой снаряд представляет собой осесимметричное твердое тело, перемещающееся в глубь забоя бурящейся скважины вдоль своей оси с одновременным вращением вокруг нее. За счет вращения колонны бурильных труб и передачи через нее нагрузки на исполнительный орган бурового снаряда (коронку, долото) разрушается порода забоя под действием буровых резцов (алмазных, твердосплавных и т. п.), расположенных на концентрических окружностях по торцу инструмента. При этом угловое расстояние между соседними резцами в ряду (по концентрической окружности) остается постоянным в течение всего времени работы породоразрушающего инструмента. Произвольно выделенный резец перемещается по поверхности забоя, сформированной предшествующими резцами, таким образом, что время τ , в течении которого абсолютная угловая координата резца станет равной координате предшествующего резца, удовлетворяет соотношению (рис. 1)

$$\varphi(\tau) - \varphi(t - \tau) = \alpha, \quad (1)$$

где φ – угловая координата как функция времени, t – реальное время, α – угловое расстояние между соседними резцами: $\alpha = 2\pi/z$, z – число резцов на линии резания (средней окружности).

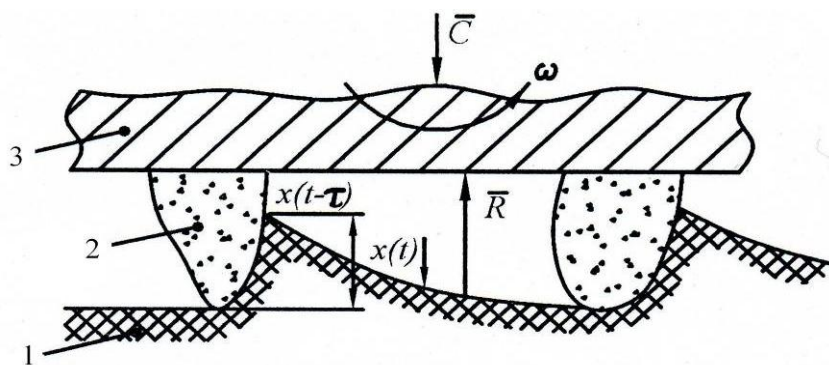


Рис. 1. Схема работы резцов на забое скважины при бурении: 1 – порода забоя, 2 – резцы, 3 – корпус породоразрушающего инструмента (коронки); C – осевая нагрузка, R – реакция забоя.

При равномерном вращении бурового снаряда (равномерном движении резца по забою)

$$\tau = \alpha / \omega, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость вращения бурового снаряда.

Толщина слоя породы, разрушаемого резцом в ходе его перемещения по забою (см. рис. 1)

$$h = x(t) - x(t - \tau), \quad (3)$$

где x - продольное смещение бурового снаряда вдоль оси скважины.

Если движение бурового снаряда имеет равномерный характер, то $x = vt$, где v - механическая скорость бурения.

Тогда, согласно выражениям (2) и (3)

$$h = vt = \alpha v / \omega \quad (4)$$

В общем случае бурения, при переменной механической скорости толщина разрушаемого слоя породы h также будет переменной.

Рассмотрим в качестве частного случая вариант бурения с большой (возможно, переменной) угловой скоростью, характерной для алмазного бурения, когда интервал времени τ мал. Разложив выражения (1) и (3) в ряды Тейлора по степеням τ , получим

$$\varphi - \left(\varphi - \dot{\varphi}\tau + \frac{1}{2}\ddot{\varphi}\tau^2 - \dots \right) = \alpha;$$

$$h = x \left(x - \dot{x}\tau + \frac{1}{2}\ddot{x}\tau^2 - \dots \right),$$

и с точностью до второго и более высоких порядков малости получим

$$\tau = \alpha / \dot{\varphi}; h = \alpha \dot{x} / \dot{\varphi}; \quad (5)$$

Таким образом, выражения (2) и (4), которые, строго говоря, применимы лишь для идеального стационарного режима движения резцов, могут быть приближенно справедливы и при анализе высокоскоростного бурения, когда угловая скорость $\omega = \dot{\varphi}$ и механическая скорость бурения $v = \dot{x}$ переменны.

Непостоянство указанных величин определяется изменением суммарной силы, с которой разрушаемая порода препятствует продольному перемещению бурового снаряда, т.е. изменением реакции R забоя, пропорциональной толщине разрушаемого слоя породы:

$$R = kh = k[x(t) - x(t - \tau)], \quad (6)$$

где k - эмпирический коэффициент, характеризующий прочность буримой породы, геометрию режущей части породоразрушающего инструмента и общее число работающих резцов.

Для стационарного режима бурения, в том числе высокоскоростного, вместо зависимости (6) можно записать:

$$R = k\alpha \frac{v}{\omega}. \quad (7)$$

В общем случае бурения реакцию забоя определяют исходя из эмпирических величин, характеризующих влияние механической скорости бурения и угловой частоты вращения бурового снаряда [1, 2]:

$$R = n_0 \omega^{n_1} v^{n_2}, \quad (8)$$

где n_0 , n_1 , n_2 - эмпирические коэффициенты.

Существует много зависимостей типа (8), но общей для них является близость формуле (7), в частности, всегда $n_0 > 0$ и $n_2 > 0$, а коэффициент n_1 , как правило, отрицательный ($n_1 < 0$), т. е. реакция забоя возрастает с повышением механической скорости и снижается с повышением частоты вращения бурового снаряда.

Как правило, приведенные эмпирические коэффициенты определяют в процессе стендовых исследований в идеальных стационарных условиях, что трудно трансформировать на реальное бурение. Поэтому при анализе реальных процессов бурения с учетом колебаний (продольных и крутильных) колонны бурильных труб целесообразно ориентироваться на зависимости (6) и (7).

Определение реакции забоя способствует составлению дифференциального уравнения углубления скважины:

$$m\dot{x} = C - R, \quad (9)$$

где m – суммарная масса породоразрушающего инструмента, колонкового набора и соответствующей длины колонны бурильных труб (в ее сжатой части), обеспечивающих необходимую осевую нагрузку на забой.

Уравнения типа (9) в математике и механике носят название дифференциально-разностных уравнений [3] и применяются для описания процессов, имеющих колебательный характер. Для высокоскоростного бурения, когда продольные колебания бурового снаряда имеют подчиненное значение, выражение (9) можно заменить на (7), на дифференциальное уравнение первого порядка:

$$m\dot{v} = C - k\alpha \frac{v}{\omega}. \quad (10)$$

При интегрировании уравнения (10) одновременно с ним следует рассматривать и уравнение вращения вала приводного двигателя и сопряженного с ним через коробку передач шпинделя вращателя, передающего крутящий момент на колонну бурильных труб в соответствии с динамической характеристикой двигателя.

Эффективный момент сопротивления вращению бурового снаряда при разрушении горной породы пропорционален реакции забоя [4]:

$$M_0 = fR, \quad (11)$$

где R – реакция забоя; f – коэффициент пропорциональности, или удельный момент сопротивления на единицу реактивной силы (реакции забоя).

Экспериментальные и теоретические данные [5] свидетельствуют, что в общем случае удельный момент сопротивления изменяется и зависит от угловой скорости вращения $\omega = \dot{\varphi}$ колонны бурильных труб (бурового снаряда). Эту зависимость иллюстрирует график (рис. 2), на котором можно выявить два частотных диапазона: низкочастотный ($0 < \omega < \omega_*$, где ω_* – критическая угловая скорость) и высокочастотный ($\omega > \omega_*$).

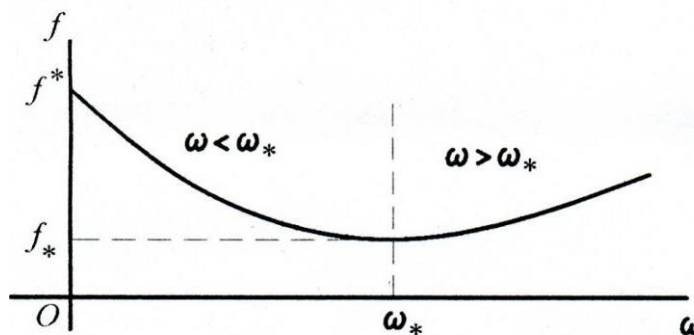


Рис. 2. Удельный момент сопротивления вращению бурового снаряда при разрушении породы как функция угловой скорости вращения.

Внутри низкочастотного диапазона удельный момент сопротивления с повышением угловой скорости снижается $\left(\frac{df}{d\omega} < 0\right)$, а внутри высокочастотного – повышается $\left(\frac{df}{d\omega} > 0\right)$. В критическом случае ($\omega = \omega_*$) реализуется минимально возможный критический удельный момент сопротивления: $f = f_*$ (см. рис. 2). Отметим, что критический удельный момент сопротивления f_* существенно ниже пускового значения f^* , т. е. $f_* < f^*$.

Результаты исследования процесса разрушения породы при бурении показывают, что зависимость, изображенная на рис. 2, удачно аппроксимируется графиком кубической параболы:

$$f = a + b\omega + c\omega^3, \quad (12)$$

где a, b, c – постоянные коэффициенты, зависящие от характера f_*, f^*, ω_* .

Определим указанную зависимость при условии, что $f(0) = a = f^*$, т.е. коэффициент $a = f^*$ в нулевой момент (начало вращения). Из условия минимума функции имеем

$$\left. \frac{df}{d\omega} \right|_{\omega=\omega_*} = b + 3c\omega_*^2 = 0; \quad (13)$$

$$f|_{\omega=\omega_*} = f^* + b\omega_* + c\omega_*^3 + f_*.$$

Решив систему линейных алгебраических уравнений (13), т.е. систему линейных алгебраических уравнений, получим

$$c = \frac{f^* - f_*}{2\omega_*^3}; \quad b = \frac{f^* - f_*}{2\omega_*}.$$

С учетом последних выражений зависимость (12) можно переписать в следующем виде:

$$f = f^* - \frac{f^* - f_*}{2} \cdot \frac{\omega}{\omega_*} \cdot \left(3 - \frac{\omega^2}{\omega_*^2} \right). \quad (14)$$

Отметим, что согласно формуле (11) удельный момент сопротивления: $f = |M_c/R| = |(H \cdot m)/H| = m$, поэтому его можно назвать эффективным радиусом сопротивления. Следует также отметить, что (11) физическая природа зависимости, близка к природе сухого трения [6], значит, возникающие при движении породоразрушающего инструмента по забою скважины динамические эффекты можно охарактеризовать как фрикционные. Тогда эффективный радиус сопротивления будет играть роль своеобразного коэффициента трения.

В настоящее время накоплен значительный экспериментальный материал, на основе которого предлагается множество эмпирических зависимостей для определения реакции забоя при бурении и момента сопротивления вращению бурового снаряда [5]. По нашему мнению, зависимости (14) для определения удельного момента сопротивления () является одной из наиболее общих и реально достижимых.

Существующие динамические модели работы породоразрушающих инструментов при бурении можно охарактеризовать как детерминированные [1], поскольку они не учитывают случайных воздействий буримой породы на породоразрушающий инструмент. При учете этих воздействий требуется, чтобы величины f_*, f^*, ω_* рассматривались как случайные функции продольного перемещения бурового снаряда (механической скорости бурения) и изменения его углового пути во времени (частоты вращения), что значительно усложняет математическое описание процесса. Однако введение вероятностного моделирования для учета случайных функций имеет положительный эффект только для описания такого процесса разрушения породы, для которого оно разработано, без учета всех других процессов [7, 8].

Конечно, для описания детерминированного процесса рекомендуется выделять случайный компонент нагрузок на породоразрушающий инструмент, который реализуется в широкополосном частотном спектре, где он наиболее ярко выражен. Примером такого явления может быть так называемая зубцовая частота, наблюдаемая при шарошечном бурении, т.е. частота ударов зубьев шарошки по породе забоя скважины:

$$\omega_z = z\omega \frac{h_{cp}}{r}, \quad (15)$$

где z, r – число зубьев и средний радиус шарошки; h_{cp} – среднее расстояние от оси шарошечного долота до центра отдельной шарошки; ω – реализуемая на забое частота вращения (угловая скорость) шарошечного долота.

Опыт бурения скважин различными инструментами (алмазными, твердосплавными, шарошечными и пр.) показывает, что случайные составляющие сопротивления вращению бурового снаряда играют существенную роль при высокочастотных колебаниях бурового снаряда (что характерно, для алмазного высокоскоростного бурения). Однако при бурении могут реализоваться и интенсивные низкочастотные колебания, негативно влияющие на прочностные характеристики снаряда и технологические показатели бурения. В это случае следует отметить, что при исследовании низкочастотных колебаний основную роль играют детерминированные составляющие сил сопротивления, являющиеся, например, основной причиной аномального износа алмазного породоразрушающего инструмента.

Литература

1. Горшков Л. К., Гореликов В. Г. Температурные режимы алмазного бурения. – М.: Недра, 1992. – 178 с.
2. Рабинович Н. Р. Инженерные задачи механики сплошной среды в бурении. – М.: Недра, 1989. – 270 с.
3. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. – М.: Наука, 1976. – 576 с.
4. Султанов Б. З. Работа бурильной колонны в скважине. – М.: Недра, 1973. – 215 с.
5. Справочник по бурению геологоразведочных скважин / Под ред. Е. А. Козловского. СПб.: ООО «Недра», 2000. – 712 с.
6. Горшков Л.К. Основы теории механических колебаний в разведочном бурении. – СПб.: СПГГИ, 1998. – 109 с.
7. Докукин А. В., Красников Ю. Д., Хургин З. Я. Статистическая динамика горных машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 239 с.
8. Нагаев Р. Ф., Исаков К. А., Лебедев Н. А. Динамика горных машин. – СПб.: СПГГИ, 1996. – 155 с.

Поступила 26.05.10