Оперативное управление поступательным движением системы “долото-забой”

С. С. Александров[1], М. Г. Юмагулов[2]*

[1]Уфимский государственный нефтяной технический университет
Россия, Республика Башкортостан, 450062 г. Уфа, улица Космонавтов, 1.

[2]Башкирский государственный университет
Россия, Республика Башкортостан, 450076 г. Уфа, улица Заки Валиди, 32.

**Email: yum_mg@mail.ru*

В статье предлагается новая математическая модель процесса бурения глубоких скважин, учитывающая взаимодействие буровой колонны с забоем скважины (система “долото-забой”). Получены уравнения, описывающие поступательное движение долота с учетом углубления скважины. Основное внимание уделено рассмотрению задачи оперативного управления поступательным движением буровой колонны. В качестве управляющего параметра предлагается рассматривать внешнюю нагрузку на долото. Получены условия на управляющий параметр, обеспечивающие наиболее эффективное функционирование системы. Разработана динамическая модель поступательного движения в системе “долото-забой”, объясняющая механизмы возникновения колебательных и резонансных явлений. Предложенная модель может быть полезна при решении задач оперативного управления процессом бурения скважин с целью повышения эффективности работы в различных условиях при изменяющейся глубине скважины, а также для разработки соответствующих автоматизированных информационно-управляющих систем. Полученные условия оптимального функционирования системы “долото-забой” позволяют оценить влияние на показатели эффективности разрушения забоя основных конструктивных параметров долота, а также определять геологические параметры забоя по динамическим характеристикам долота.

Ключевые слова: скважина, бурение, долото, забой, математическая модель, управление, колебания.

1. Введение и постановка задачи

Бурение разведочных, эксплуатационных и других категорий скважин характеризуется большой капитало- и энергоемкостью технологических операций. Объемы буровых работ как в мире, так и в отечественной промышленности, растут и требуют новых технико-технологических и инструментальных решений для снижения затрат на их реализацию. Фундаментальной основой поиска таких решений является разработка и исследование математических моделей, адекватно отражающих сложные процессы бурения скважин.

Благодаря исследованиям многих отечественных и зарубежных ученых исследованы основные показатели процесса бурения скважин различными типами породоразрушающего инструмента, предложены и исследованы математические модели для многих этапов процесса бурения, учитывающих взаимодействие буровой колонны с забоем скважины (см. [1–2] и имеющуюся там библиографию). Значительная часть исследований направлена на экспериментальное определение математических моделей (см. [3–7]). В ряде работ основное внимание было уделено изучению вопросов возникновения колебательных режимов и, в частности, автоколебаний в буровой колонне (см., например, [8–9]).

Эффективность процесса бурения скважин во многом определяется правильным регулированием движения долота при бурении скважины. В ряде работ рассматривались вопросы, посвященные изучению соответствующих задач управления (см. [1–2, 10]). Однако, в этих работах описываются лишь отдельные стороны процесса бурения, без их взаимосвязи с другими, в частности, без взаимосвязи поступательного движения долота и перемещения вращающихся шорошек с учетом таких параметров как диаметр долота, его размеров, формы и веса, средних радиусов и углов образующих шарошек, геометрической формы и количества зубцов и т.д. Разработка и анализ задачи оперативного управления процесса бурения общего вида представляются актуальным и важным направлением исследований, позволяющим существенно повысить эффективность процесса бурения геологоразведочных скважин в различных условиях при изменяющейся глубине скважины.

В настоящей статье предлагается разработка новой качественной математической модели системы “долото-забой”, описывающей поступательное движение долота с учетом углубления скважины. Одной из важнейших возникающих при этом задач является задача оперативного управления поступательным движением долота с целью наиболее эффективной работы системы. Для решения этой задачи в качестве управляющего параметра предлагается рассматривать внешнюю нагрузку на долото. Это позволяет получить условия, при которых работа системы “долото-забой” будет наиболее эффективной.

2. Система “долото-забой”

Система “долото-забой” представляет собой (см. [1–2, 10–11]) сложную техническую конструкцию, имеющую значительные линейные размеры (сотни метров). Масса этой конструкции также значительна (десятки тонн); эта масса распределена по всей конструкции буровой колонны. Схематично система “долото-забой” изображена на Рис. 1.

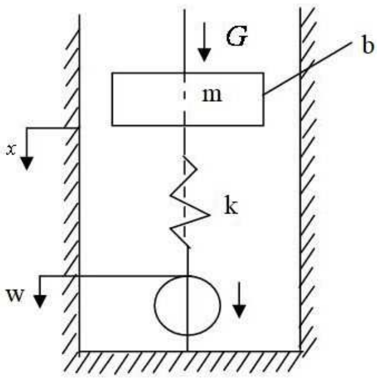

Рис. 1. Система "долото-забой" при поступательном движении.

Здесь G – внешняя нагрузка на долото, m – масса буровой колонны, k – жесткость разрушаемой и эвакуируемой породы, b – трение (демпфирующая сила) поступательному движению долота, x – перемещение долота, w – перемещение, определяемое источником скорости, роль которого выполняет вооружение вращающихся шорошек. Долото опирается через источник скорости на дно скважины.

Ведущую роль при бурении играет взаимодействие породоразрушающего инструмента (вращающегося под нагрузкой шарошечного долота) с горной породой (забоем). Для изучения этого взаимодействия необходимо составить математическую модель процесса бурения, которая должна учитывать основные элементы и факторы, влияющие на углубление забоя.

Функция $G(t)$ описывает регулируемый вес буровой колонны. Эта функция одновременно описывает и давление буровой колонны на источник скорости и, следовательно, на дно скважины. Функция $G(t)$ может быть представлена в виде $G(t) = P_0 - G_u(t)$. Здесь $P_0 = mg$ – вес буровой колонны, $G_u(t)$ – неотрицательная функция такая, что $0 \leqslant G_u(t) \leqslant P_0$. Функция $G(t)$ будет рассматриваться как управляющий параметр системы. Основной задачей, рассматриваемой в настоящей статье, будет задача конструирования такого управления $G(t)$, при котором обеспечивается наиболее эффективное бурение скважины.

Приведем более точную постановку задачи. Для простоты будем считать, что грунт на основании забоя является однородным: другими словами, жесткость k разрушаемой и эвакуируемой породы не изменяется по мере углубления скважины.

В силу конструктивных особенностей системы "долото-забой" реальное ее функционирование происходит тогда, когда функция $G(t)$ удовлетворяет неравенствам $0 < G_{min} \leqslant G(t) \leqslant G_{max} < P_0$ при некоторых G_{min} и G_{max}. Если $G(t) < G_{min}$, то оказываемое буровой колонной давление на источник скорости является недостаточным для того, чтобы работа долота приводила к углублению скважины, т.е. долото работает “вхолостую”. Если же $G(t)> G_{max}$, то оказываемое буровой колонной давление на источник скорости является излишне чрезмерным; в этом случае работа долота прекращается, а дальнейшее увеличение $G(t)$ может привести к разрушению конструктивных элементов системы.

Отметим, что скорость углубления долота как функция давления $G(t)$ на источник скорости имеет параболический характер (см. [10]): при увеличении $G(t)$ скорость углубления сначала растет, а затем (при дальнейшем увеличении $G(t)$) после достижения некоторого максимального значения начнет убывать. При этом максимальная скорость углубления достигается при значениях $G(t)$ из относительного узкого диапазона значений:

$$G_{\min} < G_0 - g_0 \le G(t) \le G_0 + g_0 < G_{\max}\,, \tag{1}$$

где $g_0 > 0$ и $G_0 = (G_{min} + G_{max})/2$.

Поступательное движение $w=w(t)$ системы “долото-забой” осуществляется источником скорости. В силу конструктивных особенностей долота функция $w(t)$ может быть описана равенством вида $w(t) = h_0e^{-t/\tau}w_0(t)$, в котором h_0 – начальная высота вооружения (зубьев) долота, τ – постоянная износа вооружения (зубьев), а функция $w_0(t)$ может быть определена равенством

$$w_0(t) = m\left(j + \sin\left(\omega t - \frac{\pi j}{2} \right)\right),\ \ \frac{\pi j}{2} \le \omega t < \frac{\pi (j+1)}{2}\ \ (j = 0, 1, 2, \ldots)\,, \tag{2}$$

в котором m – число шарошек, $\omega = 2\pi\nu l$; здесь ν – число оборотов долота в единицу времени, l – число зубьев шарошек.

Ниже основными будут следующие задачи. Пусть давление $G(t)$ в начальный момент $t = 0$ находится в оптимальном диапазоне (1). Требуется, во-первых, для данного движения $w=w(t)$ источника скорости сконструировать такое управление нагрузкой $G(t)$ при $t > 0$, при котором обеспечивается наиболее эффективное бурение скважины, т.е. чтобы значения давление $G(t)$ оставалось в диапазоне (1) при $t > 0$. Во-вторых, изучить возможность возникновения колебательных явлений в системе “долото-забой”.

3. Оптимизация режима работы системы

3.1. Растяжение и сжатие буровой колонны

При $G(t) = P_0$ буровая колонна окажется под воздействием максимально возможной вертикальной нагрузки, равной P_0, а при $G(t) = 0$ она фактически окажется подвешенной. В силу конструктивных особенностей в первом случае буровая колонна будет сжатой и ее линейные размеры сократятся, а во втором случае увеличатся. Указанное означает, что буровую колонну можно рассматривать как пружину с жесткостью k. Это предположение принимается в настоящей статье. Обсудим указанное предположение более детально.

Пусть в некоторый момент времени t_0 выполнено равенство $G(t_0) = 0$. В этом случае колонну можно рассматривать как полностью растянутую пружину. При этом растяжение не является равномерным: наибольшее растяжение имеет место в верхней части колонны, а в самой нижней ее части оно практически отсутствует. Пусть $L_{\text{раст}}$ - длина буровой колонны в указанном состоянии.

Пусть теперь в момент времени t_0 выполнено равенство $G(t_0) = P_0$. Тогда буровая колонна всем своим весом P_0 опирается на дно скважины и ее можно рассматривать как полностью сжатую пружину. При этом сжатие не является равномерным: наибольшее сжатие имеет место в нижней части колонны, а в самой верхней ее части оно практически отсутствует. Пусть $L_{\text{сж}}$ – длина пружины в указанном состоянии; тогда $L_{\text{сж}} < L_{\text{раст}}$.

Пусть, наконец, в момент времени t_0 имеем: $0 < G(t_0) < P_0$. В этом случае верхнюю часть буровой колонны можно рассматривать как растянутую пружину, а нижнюю часть – как сжатую пружину. При этом в верхней части колонны наблюдается наибольшее растяжение, а в нижней ее части будет наибольшее сжатие. Вес сжатой части пружины будет равен $G(t_0)$, а вес растянутой части равен $G_u(t_0) = P_0 - G(t_0)$. Пусть $L_r(G(t_0))$ и $L_s(G(t_0))$ – это длины верхней (растянутой) и нижней (сжатой) части пружины в указанном состоянии соответственно. Тогда естественно считать выполненными равенства $L_r(G(t_0)) = \beta\, L_{\text{раст}}$ и $L_s(G(t_0)) = (1 - \beta)\, L_{\text{сж}}$, где $\beta = (P_0 - G(t_0))/P_0$.

3.2. Функционирование системы “долото-забой”

Полный учет особенностей, влияющих на функционирование системы “долото-забой”, сильно усложняет задачу определения оптимальных режимов ее поступательного движения. В настоящей работе указанная задача изучается при следующих упрощениях. Во-первых, как было отмечено выше, буровая колонна будет рассматриваться как пружина, обладающая жесткостью k. При этом основное внимание будет уделено рассмотрению движения нижней (сжатой) части буровой колонны. Во-вторых, для простоты будет предполагаться, что вся масса нижней части колонны сосредоточена в точке M_0, ограничивающей растянутую и сжатую часть колонны.

Пусть в начальный момент времени t=0 давление $G(0)$ находится в оптимальном диапазоне значений (1); для определенности пусть $G(0) = G_0$. В этом случае растянутая и сжатая части буровой колонны вычисляются по формулам: $L_{r0} = \beta_0 L_{\text{раст}}$, $L_{s0} = (1 - \beta_0) L_{\text{сж}}$, в которых $\beta_0 = (P_0 - G_0)/P_0$. Обозначим через m_{r0} и m_{s0} массы растянутой и сжатой части колонны соответственно в указанный момент времени $t = 0$.

Пусть при $t > 0$ имеем $w(t) > 0$ и $\Delta G_1 > 0$. Тогда длина и масса сжатой части пружины будут равны:

$$L_s(w, \Delta G_1) = L_{s0} - \alpha_1 w + \frac{\Delta G_1}{P_0} L_{сж}\,, \tag{3}$$

$$m_s(w, \Delta G_1) = \left(1 - \frac{\alpha_1 w}{L_{s0}}\right) m_{s0} + \Delta m_1\,. \tag{4}$$

Положительный коэффициент α_1 в этих равенствах определяется характеристиками буровой колонны.

3.3. Оптимизация работы системы “долото-забой”

Пусть теперь начальные значения L_{r0}, m_{r0}, L_{s0} и m_{s0} длин и масс растянутой и сжатой частей буровой колонны соответствуют оптимальному режиму функционирования системы “долото-забой”, т.е. при t=0 выполнены соотношения (1). Пусть

$$\Delta G_1 = \frac{\alpha_1 w}{L_{s0}} m_{s0} g\,. \tag{5}$$

Тогда из (4) следует, что будет выполнено равенство:

$$m_s(w, \Delta G_1) = m_{s0}\,. \tag{6}$$

Следовательно, если выполнено равенство (5), то граница между сжатой и растянутой частями пружины будет находиться в точке:

$$x_0(w) = \gamma_0 w\,. \tag{7}$$

где $\gamma_0 = 1 + \alpha_1 \left(1 - \frac{m_{s0} L_{раст}}{m_0 L_{s0}}\right) > 0$.

Из формулы (4) следует, что если величина m_{s0} соответствует оптимальному режиму функционирования системы, то оптимальным будет такое управление параметром $G(t)$, при котором приращение ΔG_1 нагрузки G является линейной функцией (5) от приращения $w(t)$ источника скорости. В этом случае (в силу (6)) масса сжатой части буровой колонны будет оставаться постоянной и, следовательно, оказываемое буровой колонной давление на дно скважины также будет постоянным, равным оптимальному значению $G_{s0} = m_{s0}g$. Отметим также, что в силу моделирования функции $w= w(t)$ в виде $w(t) = h_0 e^{-t/\tau} w_0(t)$ предлагаемое управление может учитывать такие характеристики как диаметр долота, его размеры, форму и вес, средние радиусы и углы образующих шарошек, геометрическую форму и количество зубцов и т.д.

4. Динамическая модель системы “долото-забой”

Приведенный режим оптимального функционирования системы “долото-забой”, определяемый равенством (5), на практике трудно осуществим. В реальности управление $G(t)$ обычно осуществляется на интуитивном уровне; при таком управлении трудно добиться того, чтобы значение приращения ΔG_1 равнялось или хотя бы мало отличалось от функции (5).

С учетом того обстоятельства, что буровая колонна в процессе функционирования по сути ведет себя как пружина, обладающая некоторой жесткостью k, это может привести к возникновению колебаний в системе “долото-забой”. Возможны и резонансные явления (см. [8–9]). В частности, могут возникнуть вынужденные колебания источника скорости, что, в свою очередь, может приводить либо к провисанию конструкции и, соответственно, к “холостой” работе долота, либо к чрезмерному давлению буровой колонны на источник скорости и, следовательно, к прекращению работы долота и даже к разрушению конструктивных элементов системы. Отметим также, что в реальных условиях проходка буровой колонны обычно чередуется с остановками, при этом (см., например, [7]) до 50% времени занимает “холостая” работа долота.

В силу этого важным представляется разработка математической модели, позволяющей определить причины возникновения колебаний в системе “долото-забой” и изучить вопросы конструирования такого управления $G(t)$, при котором можно было бы уменьшить отрицательные последствия таких колебаний. В качестве такой модели естественно рассмотреть динамическую модель. В предлагаемой ниже модели описывается движение системы “долото-забой” в окрестности точки M_0, разделяющей растянутую и сжатую части буровой колонны. В процессе работы системы точка M_0 изменяет свое положение.

Пусть в начальный момент t=0 длина и масса растянутой части буровой колонны была равна L_{r0} и m_{r0}, а длина и масса сжатой части была равна L_{s0} и m_{s0} соответственно, при этом значение m_{s0} соответствует оптимальному режиму. Пусть функция $w = w(t)$ описывает перемещение основания пружины так, что $w(0) = 0$.

Пусть начало координат направленной вертикально вниз оси Ox находится в точке, разделяющей (в начальный момент времени $t = 0$) растянутую и сжатую части буровой колонны. Обозначим через $x = x(t)$ – функцию, описывающую движение точки M_0; предполагается, что в начальный момент $t = 0$ имеем $x(0) = 0$.

Дальнейшее движение точки M_0 будем моделировать как движение $x = x(t)$ материальной точки массы m_{s0}, опирающейся на пружину с жесткостью k и к которой приложены силы, вызванные перемещением основания $w = w(t)$ и регулируемым весом $G(t)$. В оптимальном режиме, когда $G(t)$ выбрано так, что выполняется равенство (5) (тогда $G(t) = G_0$), движение точки M_0 описывается равенством (7).

В общем случае регулируемый вес $G(t)$ представляется в виде $G(t) = G_s(w(t)) + G_2(t)$; здесь:

– функция Gs(w(t)) = ms(w(t))g описывает уменьшение веса сжатой части колонны при условии, что основание буровой колонны получило приращение w = w(t), а суммарный вес сжатой и растянутой частей колонны при этом не изменяется;

– функция G2(t) описывает управление весом G(t) с целью достижения оптимального функционирования (оптимальным будет равенство G(t) ≡ G0).

В реальности управление обычно осуществляется таким образом, чтобы выполнялось равенство

$$G_2(t) = \begin{cases} 0, \text{если}\, G_0 - g_0 \le G_s(w(t)) \le G_0, \\ g_0, \text{если}\, G_s(w(t)) \le G_0 - g_0, \end{cases}$$

или близко к такому варианту.

Положим $y = x - x_0(w)$, где $x = x_0(w)$ – функция (7). Функция $y = y(t)$ описывает движение точки M_0 в окрестности оптимального движения (7), при этом значение $y = 0$ соответствует оптимальному режиму функционирования системы.

Так как движение $w = w(t)$ основания буровой колонны осуществляется с относительно невысокими скоростью и ускорением (и, следовательно, можно пренебречь инерционными эффектами), то функцию $y = y(t)$ можно рассматривать как движение материальной точки массы m_{s0}, опирающейся на пружину с жесткостью k, основание которой неподвижно и к которой приложена сила $G_3(t) = G(t) - G_0$. На эту точку действует также сила, обусловленная реакцией основания, а именно, сила, вызванная разностью перемещений долота и шарошек, а именно, разностью $y(t) = x(t) - x_0(w(t))$. Таким образом, на тело дополнительно действует сила, направленная вертикально и равная величине $F(t) = F_1(t) + F_2(t)$, где $F_1(t) = ky(t)$ и

$F_2(t) = by'(t)$; здесь $F_1(t)$ – реакция основания, $F_2(t)$ – сила трения.

Из второго закона Ньютона получим уравнение поступательного движения системы “долото-забой” в виде:

$$m_{s0}y'' + by' + ky = G_s(w(t)) + G_2(t) - G_0. \tag{8}$$

Полученное линейное дифференциальное уравнение (8) с постоянными положительными коэффициентами m_{s0}, b и k описывает поступательное движение системы “долото-забой”. По решению $y = y(t)$ уравнения (8) найдем искомое движение $x = x(t)$ системы “долото-забой” в виде: $x(t) = \gamma_0 w(t) + y(t)$.

Анализ дифференциальной модели (8) объясняет возможные причины возникновения незатухающих колебаний и, в частности, резонансных явлений в системе “долото-забой”. В частности, можно говорить о следующем.

1) Если управление G2(t) регулируемым весом буровой колонны осуществляется по периодическому закону с периодом T, то в системе “долото-забой” возникают незатухающие устойчивые периодические колебания с тем же периодом T.
2) Если при этом период T близок числу $T_0 = \dfrac{2\pi}{w_0}$, где $w_0 = \sqrt{\dfrac{k}{m_{s0}}}$, то в системе “долото-забой” могут возникнуть резонансные явления, т.е. амплитуда колебаний может начать сильно возрастать, что может привести к чрезмерному давлению буровой колонны на источник скорости, к прекращению работы долота и даже к разрушению конструктивных элементов системы.

Учет этих замечаний может помочь уменьшить отрицательные последствия возникновения колебаний в системе “долото-забой”.

5. Заключение

В статье рассмотрены задачи оперативного управления поступательным движением буровой колонны в забое скважины. Предложена новая математическая модель системы “долото-забой”, описывающая поступательное движение долота с учетом углубления скважины. В качестве управляющего параметра предлагается рассматривать внешнюю нагрузку $G(t)$ на долото. Получено условие (равенство (5)) на управление $G(t)$, обеспечивающее наиболее эффективное функционирование системы. Предложена динамическая модель (8) поступательного движения в системе “долото-забой”, объясняющая механизм возникновения колебательных и резонансных явлений.

Предложенная модель носит качественный характер и может быть полезна при решении задач оперативного управления процессом бурения скважин с целью повышения эффективности работы в различных условиях при изменяющейся глубине скважины, а также для разработки соответствующих автоматизированных информационно-управляющих систем. Она может использоваться и как базовая модель для дальнейшего развития при решении соответствующих задач теоретического плана. Развитие этой модели может продвигаться в направление, во-первых, оценивания влияние на показатели эффективности разрушения забоя таких параметров долота как его диаметр, средние радиусы и углы образующих шарошек, геометрическая форма и количество зубцов и т.д., во-вторых, в направление изучения задач определения по динамическим характеристикам долота неизвестных геологических параметров забоя.

Литература

1. Эйгелес Р. М., Стрекалова Р. В. Расчет и оптимизация процессов бурения скважин. М.: Недра, 1977. 198 с.
2. Юнин Е. К. Введение в динамику глубокого бурения. М.: Либроком, 2015. 168 с.
3. Ситников Н. Б., Климарев О. В., Троп В. А. Экспериментальное определение математической модели процесса бурения геологоразведочных скважин. // Изв. вузов. Горный журнал. 1990. №12. С. 53–56.
4. Ситников Н. Б. Анализ математической модели процесса бескернового бурения скважин. // Изв. вузов. Горный журнал. 1992. №9. С. 23–28.
5. Robnett E. W., Hood J. A., Heising G., Macphtrson J. D., Hughes B. Analysis of the stick-slip phenomenon using downhole drillstring rotation data. // SPE/IADC Drilling Conference held in Amsterdam, Holland, 9–11 March 1999.
6. Андрущенко В. А., Курганский В. Н., Бугрий В. Г., Сиротенко П. Т. Сейсмоакустические методы решения геолого-геофизических и технологических задач в процессе бурения нефтегазовых скважин. // НТВ "Каротажник". Тверь: Изд-во АИС. 2013. Вып. 1 (223). С. 24–38.
7. Копылов В. Е., Гуреев И. Л. Акустическая система связи с забоем скважины при бурении. М.: Недра, 1979. 184 с.
8. Юнин Е. К. Автоколебания в глубоком бурении. М.: Либроком, 2013.264 с.
9. Коронатов В. А. Новая динамическая модель бурильной колонны с учетом проходки (погружения) при кулоновом трении и режимы детерминированного хаоса // Системы. Методы. Технологии. 2014. №3 (23). С. 47–56.
10. Марьяновский Д. И. Регулирование подачи инструмента при бурении скважин забойными двигателями. // Автоматика и телемеханика. 1956. Т. 27. №10. С. 637–649.
11. Александров С. С., Юмагулов М. Г. Математическая модель и алгоритмы исследования системы “долото-забой”. // Математическое и программное обеспечение систем в промышленной и социальной сферах. 2016. Т. 4. №1. С. 2–7.

Operational control of the forward movement of the “chisel-face” system

S. S. Alexandrov[1], M. G. Yumagulov[2]*

[1]Ufa State Petroleum Technical University
1 Kosmonavtov Street, 450062 Ufa, Republic of Bashkortostan, Russia.

[2]Bashkir State University
32 Zaki Validi Street, 450074 Ufa, Republic of Bashkortostan, Russia.

**Email: yum_mg@mail.ru*

The article proposes a new mathematical model of the deep hole drilling process, which takes into account the interaction of the drill string with the bottomhole ("chisel-face" system). Equations describing the forvard movement of the chisel taking into account the hole deepening are obtained. The main attention is paid to the problem of operational control of the translational motion of the drill string. As a control parameter, it is suggested to consider the external load on the chisel. Conditions are obtained for the control parameter, which ensure the most efficient functioning of the system. A dynamic model of translational motion in the system of "chisel-face" is developed, which explains the mechanisms of the origin of vibrational and resonant phenomena. The proposed model can be useful in solving problems of operative control of the drilling process with the aim of increasing the efficiency of operation under different conditions with varying depth of the well, and also for the development of appropriate automated information and control systems. The obtained conditions for the optimal functioning of the "chisel-face" system make it possible to evaluate the effect on the indicators of the bottom hole destruction efficiency of the main design parameters of the chisel, and also to determine the geological parameters of the bottom by the dynamic characteristics of the chisel.

Keywords: borehole, drilling, chisel, face, mathematical model, control, oscillations.