

УДК 622.24.051

В. И. Куц, докт. техн. наук, **А. О. Казьмин**, инж.

Институт сверхтвердых материалов НАН Украины, г. Киев

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ СИЛОВОГО КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ БУРОВОГО ДОЛОТА С ПОРОДОЙ

An advanced approach has been suggested for evaluating contact pressure on the drilling bit surface, based on the finite–element analysis of model boundary value problem of bit–rock contact interaction. The calculated from numerical simulations variation of wear intensity over the drilling bit surface is fairly close to that observed in a practice, which is a solid argument in a favour of adequateness of the proposed mathematical model and reliability of reported numerical data.

Введение

Одним из основных требований при проектировании бурового инструмента является обеспечение максимально возможной равномерности износа его рабочей поверхности и тем самым увеличение срока эксплуатации и предотвращение преждевременного выхода долота из строя вследствие значительного износа его отдельных участков [1,5]. Конструкторское решение этой задачи включает определение оптимального профиля долота, увеличение коэффициента оснащённости вставками наиболее нагруженных участков, использование рабочих элементов с повышенной износостойкостью и т. д. В свою очередь, рациональный выбор указанных параметров возможен лишь при наличии достаточно четкого представления о характере термосилового взаимодействия бурового инструмента с породой, в частности, распределения контактных давлений по его рабочей поверхности.

Предложен [2–5] ряд формул для расчета нагрузки на вставку бурового долота в зависимости от его профиля, коэффициента оснащённости, коэффициента трения (резания) и некоторых других параметров. Общепринятым для определения контактного давления является подход, при котором поверхность инструмента разбивают на условные кольца (кольца резания) и рассматривают работу одного из них, а значение контактного давления определяется на основе анализа кинематики вращающегося долота. Так, например, в [2] получена следующая формула для расчета нагрузки на вставку бурового долота:

$$P_{i,j} = \frac{F_{oc}}{2\pi R_i \Delta R K_{ocn j} \frac{K_{pj}}{E_j} \sum_{m=1}^n \frac{E_m}{K_{pm}} \cdot \cos \varphi_m} \quad (1)$$

В частности, для цилиндрического долота ($\varphi = 0$) при постоянных значениях коэффициента резания и энергоёмкости из (1) следует:

$$P_{i,j} = \frac{F_{oc}}{2\pi R_i \Delta R K_{ocn j}} \quad (2)$$

В этом случае нагрузка зависит только от геометрических параметров. При постоянном коэффициенте оснащённости нагрузка на вставку, а следовательно, и контактное давление обратно пропорциональны радиальной координате, $p(R) \sim 1/R$. К аналогичному выводу приводит анализ и других известных в литературе работ [2–5].

С другой стороны, линейная скорость вставки прямо пропорциональна расстоянию от оси вращения $V = 2\pi r\omega$. Следовательно, удельная мощность резания W и пропорциональная ей плотность тепловых источников на контактной поверхности

$$Q_s = Q_s(p, V) = K_Q pV, \quad (3)$$

как и температура поверхности вставки [7]

$$T_{\max} = A pV \alpha^{-1/2} K_{\text{осн}}^{-2/3} \quad (4)$$

в предположении (1) постоянны по всей рабочей поверхности долота. Аналогичным образом, скорость (интенсивность) изнашивания [8]

$$\frac{\partial w}{\partial t} = f(T) pV \quad (5)$$

в предположении (1) также оказывается постоянной.

В то же время из практики известно наличие значительного износа долот именно на периферийных участках. Так, приведенные ниже фотографии (рис. 1) иллюстрируют процесс износа бурового фрезера — инструмента, имеющего на начальном этапе (рис.1, а) правильную цилиндрическую форму. Как видно из рисунка, процесс износа вначале локализован в окрестности пересечения торцевой и боковой поверхностей фрезера (рис.1, б), постепенно смещаясь к центру и охватывая все большую часть рабочей поверхности (рис.1, в), в то время как в предположении $p(R) \sim 1/R$ износ рабочей поверхности фрезера должен быть плоскопараллельным.

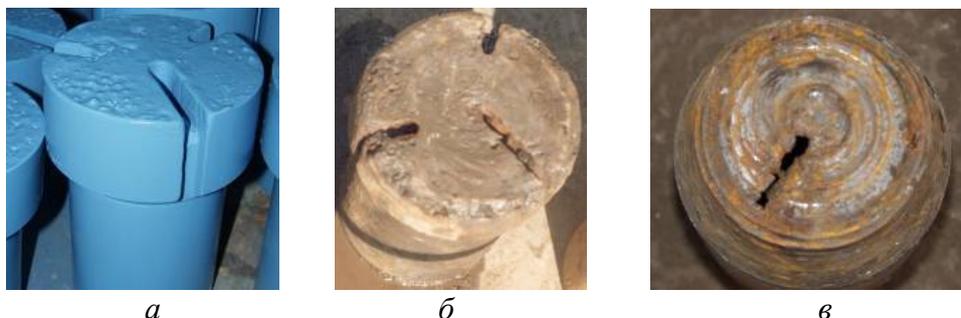


Рис.1. Износ периферийной части бурового фрезера.

Проблема, очевидно, состоит в том, что формула (1) и аналогичные ей выведены из чисто кинематических соотношений и не учитывают природы контактного взаимодействия долота (как системы штампов) с горной породой. В общем случае теоретическое определение нормального давления по поверхности контакта инструмент – порода требует решения соответствующей краевой задачи механики контактного взаимодействия. Такие задачи принадлежат к классу наиболее сложных в математической физике: даже в приближении линейно-упругого тела они являются существенно нелинейными и их решение сопряжено со значительными математическими трудностями. Аналитические решения контактных задач известны лишь для простейших геометрий и условий контакта (задача Герца, задача для гладкого штампа на полуплоскости [6]). Анализ более реалистических моделей, учитывающих геометрию контакта, трение, геометрическую и физическую нелинейность, возможен лишь с применением численных методов.

В предлагаемом ниже теоретическом подходе к оценке распределения контактного давления по поверхности бурового долота наиболее принципиальным моментом является формулировка модельной краевой задачи о распределении напряжений при контактом взаимодействии системы вставок вращающегося бурового долота с породой. В работе будут рассмотрены задачи для заглубленного штампа (долота) в предположении: а) сплошного контакта без вращения и б) сплошного контакта с учетом вращения и породоразрушения. Путем численного анализа модельных задач будут выявлены закономерности распределения контактного давления по поверхности бурового долота и сформулирована упрощенная модель для инженерных расчетов.

Постановка задачи

Математическая постановка рассматриваемой задачи включает:

а) геометрическую модель и ее конечно–элементный аналог (рис. 2). При этом профиль долота не налагает никаких ограничений на решение задачи. Для упрощения задача рассматривается в осесимметричной постановке; переход к трехмерной модели не вносит принципиальных изменений в алгоритм решения и связан лишь с увеличением объема вычислений.

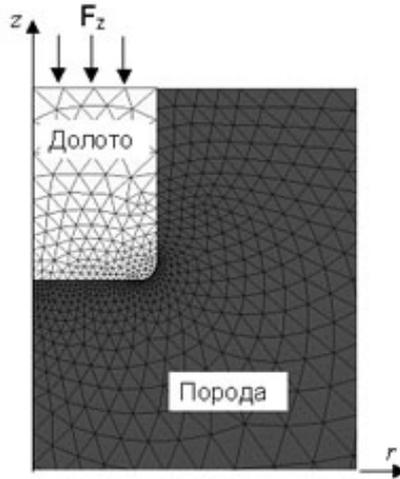


Рис. 2. Конечно–элементная модель.

б) уравнения равновесия:

$$\nabla \cdot \mathbf{y} = 0; \quad \mathbf{y} = \mathbf{C} \cdot \mathbf{e}; \quad \mathbf{e} = \frac{1}{2}(\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T); \quad (6)$$

в) условия нагружения и закрепления:

$$\mathbf{u} \rightarrow 0; \quad \int_{S_{bit}} \sigma_{zz} ds = F_z, \quad (7)$$

где F_z – осевая нагрузка на инструмент;

г) контактные условия (закон сухого трения Кулона):

$$\begin{aligned} [u_n]_{S_{cont}} = [(\mathbf{u} \cdot \mathbf{n})]_{S_{cont}} &= 0; \\ \mathbf{u}_T = \mathbf{u} - (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n})\mathbf{n} &= 0, \quad \sigma_T < K_f \sigma_n; \\ \|\mathbf{u}_T\| > 0, \quad \sigma_T &= K_f \sigma_n, \end{aligned} \quad (8)$$

где K_f – коэффициент трения.

Указанные выше модельные задачи могут быть рассмотрены в рамках данной постановки путем соответствующего задания исходных (недеформированных) профилей долота и забоя как функций радиальной координаты, $\Pi_{дол}(R)$ и $\Pi_{заб}(R)$, соответственно.

Численный анализ

В качестве первого шага рассмотрим задачу о контакте плоского (цилиндрического) заглубленного штампа с породой при условии $\Pi_{дол}(r) = \Pi_{заб}(r)$ (рис. 3). Известные в литературе попытки ее решения аналитически методом комплексных функций [9, 10] и методом фотоупругости [11] вряд ли могут рассматриваться как удовлетворительные.

На рис. 3 приведены контактные давления для цилиндрического штампа, полученные путем численного решения краевой задачи (6–8) методом конечных элементов. Известно [6], что напряжения в задаче для штампа неограниченно возрастают в окрестности угловой точки (практически величина напряжения ограничена пределом прочности материала породы).

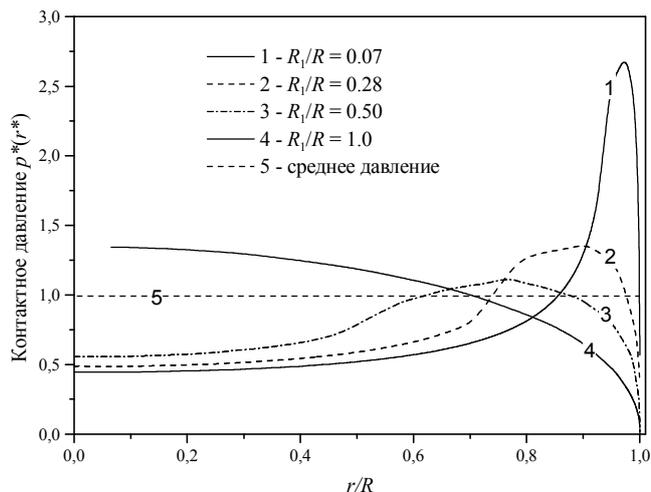


Рис. 3. Распределение контактного давления под плоским штампом (задача 1):
1 – $R_1/R = 0.07$; 2 – $R_1/R = 0.28$; 3 – $R_1/R = 0.50$; 4 – $R_1/R = 1.0$; 5 – среднее давление.

Для рассматриваемого нами штампа со скругленной образующей (см. рис. 2) концентрация напряжений в окрестности угловой точки пропорциональна $1/\sqrt{R_1}$, где R_1 – радиус скругления. Результаты представлены в безразмерных величинах: $r^* = R/r$ и $p^* = pS/F_z$, где R и S – соответственно радиус и площадь поперечного сечения долота/забоя, F_z – суммарная осевая нагрузка на долото.

Физическая причина концентрации напряжений вполне очевидна и состоит в том, что при наличии близлежащей стенки скважины деформация ее основания затруднена и требует существенно большего усилия в сравнении с центральной частью. Это соответствует известному из практики бурения факту, что разрушение угловой части забоя представляет наибольшую трудность [1, 10, 12]. Для сферического штампа ($R_1/R=1.0$, кривая 4), напротив, давление достигает максимума в центральной части и стремится к нулю на периферии; во всех случаях как амплитуда, так и распределение давления по поверхности долота зависит от коэффициента трения (резания) K_f , принятого в данном расчете равным 0.25 [13]. Что касается приближенного подхода [2–5], то, как легко убедиться, отсутствие учета контактного взаимодействия приводит к выводу о постоянстве давления по поверхности плоского долота при отсутствии вращения (линия 5).

Следует отметить, что в рассматриваемой нами постановке задачи контакт долота и породы предполагается непрерывным, что является в определенной степени идеализацией. Поэтому представлял интерес анализ задачи (6–8) для случая прерывистого контакта, моделирующего рабочие элементы (вставки) долота путем надлежащего задания профиля $\Pi_{\text{дол}}(r)$. Как показывают расчеты, в случае прерывистого контакта зависимость давления от радиальной координаты аналогична зависимости для штампа с непрерывным контактом; абсолютные значения давления обратно пропорциональны фактической площади контакта, т. е. коэффициенту оснащенности. Указанные обстоятельства весьма важны, поскольку позволяют эффективно трансформировать задачу для сложной геометрии (системы штампов) в значительно более простую задачу для штампа с непрерывным контактом, а также рассматривать давление, температуру, коэффициент оснащенности и т. п. как непрерывные функции радиальной координаты.

Приведенные выше результаты справедливы для статического контакта долота с породой. В случае вращающегося долота ситуация существенно отличается [5]: по мере удаления от центра количество стоящих в одной линии резания рабочих элементов (вставок) возрастает пропорционально радиальной координате. Поскольку углубление долота за оборот

является величиной постоянной для каждой линии резания, то вполне очевидно, что относительная глубина внедрения (толщина «стружки») каждой отдельной вставки обратно пропорциональна расстоянию от оси вращения долота. Это обстоятельство качественно верно отражено в формулах (1,2); вместе с тем, как уже отмечалось вначале, имеется необходимость в их количественном уточнении путем учета природы контактного взаимодействия.

Такое уточнение реализуется достаточно просто в рамках нашей модели, если в отличие от предыдущей задачи задать $\Pi_{\text{дол}}(r)$ таким образом, чтобы при номинальной нагрузке глубина внедрения долота в каждой точке была обратно пропорциональна радиусу в соответствии с кинематическими условиями реального процесса бурения.

Результаты расчета приведены на рис. 4, где черными точками отмечены максимальные значения давления на вставках для случая прерывистого контакта, сплошная линия – для непрерывного. Здесь также приведено распределение давления, рассчитанное согласно (2) (пунктирная линия), а также из статической задачи для штампа (задача 1, штрих-пунктирная линия). Все приведенные здесь распределения давления нормированы на одну и ту же суммарную нагрузку $F_z = \int_S p(\mathbf{x}) ds$. Как видно из рисунка, для центральной части долота численные значения давления лежат ниже, а для периферии – значительно выше давлений согласно формуле (1). Следует также отметить, что функция $p_a(R) = \frac{C}{R} p(R)$, где $p(R)$ – решение статической задачи для сплошного штампа (задача 1), C – некоторая нормирующая константа, является хорошей аппроксимацией численных данных, полученных с достаточной для практических целей точностью. Распределение давления для вращающегося долота рассчитывается на основе решения задачи 1.

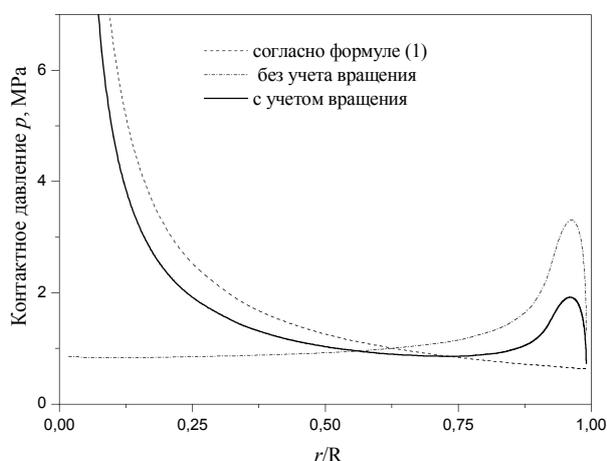


Рис. 4. Распределение контактного давления вдоль радиуса долота с постоянным коэффициентом оснащенности $K_{\text{осн}} = 0.25$.

Анализ результатов

В литературе отсутствуют экспериментальные данные о распределении контактного давления по поверхности долота. Вместе с тем достоверность результатов моделирования можно проверить, используя полученные расчетные значения контактного давления в сочетании с формулами (4 и 5) для прогнозирования износа поверхности бурового инструмента.

Расчитанные согласно стандартному (пунктирная линия) и уточненному (сплошная линия) подходу распределения температуры и скорости износа рабочей поверхности долота представлены на рис. 5 и 6. В отличие от формулы (1), с помощью которой можно прогнозировать постоянные температуру и интенсивность износа по всей поверхности уточненная модель показывает, что износ периферийной области долота в 6–8 раз больше, чем в центре.

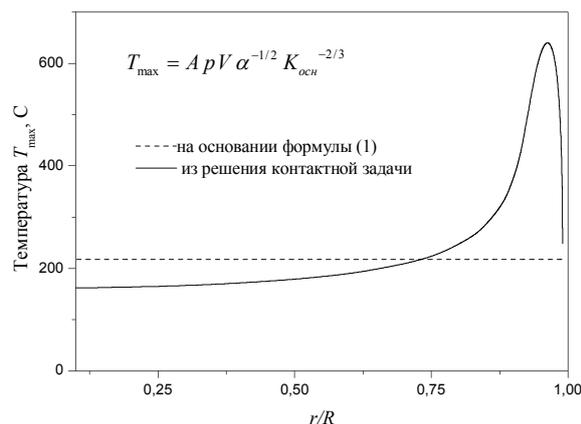


Рис. 5. Распределение температуры вдоль радиуса долота с постоянным коэффициентом оснащённости $K_{осн} = 0.25$.

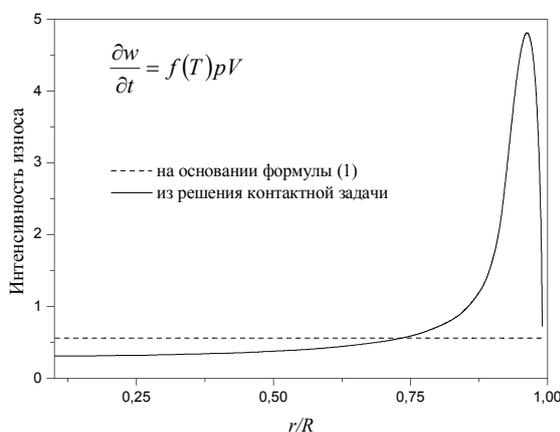


Рис. 6. Изменение интенсивности износа вдоль радиуса долота с постоянным коэффициентом оснащённости $K_{осн} = 0.25$.

Приведенные данные по крайней мере качественно хорошо соответствуют закономерностям износа долот, наблюдаемым на практике (см. рис. 1). Более того, полученное решение в сочетании с дифференциальным уравнением (5) обеспечивает принципиальную возможность моделирования процесса прогрессирующего износа с помощью предлагаемой двушаговой итерационной процедуры. Для ее реализации необходимо на первом шаге решить контактную задачу (6–8) для последней модели; на втором шаге, считая на некотором временном интервале Δt интенсивность износа постоянной и рассчитав в соответствии с приведенными на рис. 6 данными величину линейного износа как $\Delta w = \frac{\partial w}{\partial t} \Delta t$, определить новый профиль долота и повторить цикл вычислений. Как легко убедиться уже на первой итерации, учет износа приводит к уменьшению кривизны (увеличению радиуса закругления) угловой зоны. Следовательно, эволюция распределения контактного давления должна, по крайней мере качественно, соответствовать тенденции, показанной на рис. 3.

Выводы

Предложенный подход к расчету контактного давления на поверхности бурового долота основан на строгом численном анализе модельной контактной краевой задачи механики деформируемого твердого тела и позволяет, в отличие от известных в литературе, учесть не

только кинематику процесса бурения, но и специфику контактного взаимодействия долота с породой. Для наглядности в работе проведен численный анализ бурового долота простой формы. Вместе с тем метод может быть применен для анализа долота произвольной геометрии. Выполненный с его использованием теоретический прогноз распределения износа бурового долота достаточно близок к наблюдаемому на практике, что дает основание говорить об адекватности математической модели и достоверности приведенных численных результатов. Получаемые с применением разработанной модели численные результаты могут быть эффективно использованы для оптимизации конструкции долота, включая выбор профиля, коэффициента оснащенности и применение рабочих элементов различной износостойкости для обеспечения равномерного износа рабочей поверхности бурового долота, а следовательно, существенного повышения надежности и срока его эксплуатации.

Литература

1. Бишишев А. Г. Рациональная форма поверхности торца алмазных долот и коронок обеспечивающая их равномерный износ // Труды БашНИИ нефти. – Вып. 26. – Уфа, 1970. – С. 34–36.
2. Бочковский А. М. О распределении осевой нагрузки по рабочей поверхности бурового инструмента // Сверхтв. Материалы. – 1984. – № 5. – С. 5–7.
3. Пунык В.Р. Исследование процесса изнашивания бурового породоразрушающего инструмента, оснащенного славутичем, методом математического моделирования // Автореф. дис. канд. техн. наук. – Днепропетровск, 1980. – 26 с.
4. Владиславлев В. С. Разрушение пород при бурении скважин – М.: Гостоптехиздат. – 1958. – 240 с.
5. Вовчановский И. Ф. Породоразрушающий инструмент оснащенный славутичем для глубокого бурения скважин. – Наук. думка. – Киев, 1980. – 200 с.
6. Галин Л. А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости – М.–Наука.– 1980. – 302 с.
7. Кошовский В. Расчет термонапряжения единичного породоразрушающего элемента // Буровой инструмент из сверхтвердых материалов: Киев. – ИСМ, 1986. – С. 52–56.
8. Отчет по теме № 0954 Разработка метода прогнозирования износостойкости и режущих свойств породоразрушающих элементов долот на основе математического моделирования контактного взаимодействия инструмента с породой – ИСМ НАНУ им. В. Н. Бакуля. – 2005. – 201 с.
9. Моссаковский В. И., Арцимович Г. В., Зюзин В. А., Мусияка В. Г. Аналитические исследования напряженного состояния призабойной зоны глубокой буровой скважины // Горный породоразрушающий инструмент. – Техніка. – Киев, 1970. – С. 198–213.
10. Моссаковский В. И., Арцимович Г. В., Зюзин В. А., Мусияка В. Г. Характер разрушения углового участка забоя скважины при вдавливании прямоугольного штампа. // Горный породоразрушающий инструмент. – Техніка.– Киев, 1970. – С. 214–219.
11. Барышпольский Б. М., Целыковская Л. В. Исследование напряжений в штампах, заглубленных в полуплоскость, на фотоупругих моделях. // Проблемы прочности. – 1974. – № 11. – С. 96–99.
12. Оницин В. П. О характере износа импрегнированных коронок при бурении диабазов // Методика и техника разведки: Л, 1965. – № 54 – С. 38–41.
13. Бочковский А. М. Исследование коэффициента сопротивления резанию при алмазном бурении // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техники и технология его изготовления и применения: Сб. науч. тр. – Киев: ИСМ им. В. Н. Бакуля НАН Украины, 2003. – С. 183–185.

Поступила 05.06.2006 г.