

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ БУРІННЯ ДОЛОТАМИ З АЛМАЗНО-ТВЕРДОСПЛАВНИМИ ПЛАСТИНАМИ В РЕАЛЬНИХ УМОВАХ

Т.О. Пригоровська

*ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 45369,
e-mail: spring@nung.edu.ua*

Наведено теоретичні обґрунтування процесу буріння долотами з АТП в реальних умовах.

Приведено теоретическое обоснование процесса бурения долотами с АТП в реальных условиях.

In the article the main features of PDC drill bit working were analysed with real conditions consideration.

Математична модель роботи породоруйнівного інструменту – це статично невизначена задача багатоточкової взаємодії робочої поверхні долота з вибоєм [1]. Теоретичні дані та експериментальні дослідження свідчать, що на ефективність руйнування гірської породи алмазно-твердосплавними пластинами (надалі АТП) впливають, насамперед, фізико-механічні властивості порід та ріжучої частини різця; осьове навантаження та швидкість руху різця, розміщення та геометричні параметри різця. Сьогодні буровий інструмент проектується з врахуванням взаємозв'язків між конструктивними елементами, міцнісними характеристиками матеріалу тощо, але оскільки основне призначення бурового інструменту – руйнування породи, то доцільно використати інший шлях: від властивостей породи до умов руйнування, що створюються інструментом. За такого підходу можливо досить обґрунтовано підібрати основні параметри інструменту та параметри процесу з метою забезпечення ефективного поглиблення вибою свердловини. При цьому, у ході побудови математичної моделі роботи долота важливо розглядати дане питання комплексно, тобто з врахуванням впливу динаміки самого інструменту, а також динаміки бурової колони на результати буріння.

За характером зміни навантаження на бурову колону та інструмент, вони поділяються на постійні і змінні. Якщо визначення постійних навантажень, що не змінюються протягом тривалого часу, не викликає труднощів, при визначенні змінних навантажень проектувальник стикається з ними. Змінні навантаження елементів бурової колони носять багатокomпонентний характер, що пояснюється принципом роботи бурового інструменту.

Власне, моделювання роботи PDC-доліт (в діючій українській класифікації – доліт з алмазно-твердосплавними пластинами – АТП) завжди будувалося на припущенні, що сили на кожному PDC-різці є однаковими та сталими, хоча насправді навантаження між різцями розподіляється досить складним чином. Це припущення накладало суттєві обмеження на здатність моделі адекватно відтворювати процес буріння, особливо в неоднорідних породах.

Відомо, що навантаження між різцями долота розподіляється досить складним чином. Тому, викликає складність адекватно відтворювати процес буріння, особливо в неоднорідних породах за допомогою математичного апарату. Якщо векторно просумувати сили, що діють на різці долота, а також визначити суму викликаючих ними моментів, то отримаємо результуючу силу та момент, які діють на долото в цілому. Проекції сил на вертикальну вісь і момент, що діє в горизонтальній площині, являють собою відповідно навантаження на різці та долото і крутний момент. Проекції на інші осі являють собою бічні сили, що діють на інструмент і викликають відповідні згинаючі моменти. В ідеалі ці сили рівні нулю, якщо ж вони існують, то траєкторія свердловини буриться в напрямку відмінному від заданого проектом. Долото при цьому обертається не тільки відносно своєї осі, а свердловина має діаметр, що перевищує заданий.

За даними проф. Алексеева Л.А. переважна кількість реальних доліт працює саме в такому режимі [9]. Цей режим в горизонтальній площині чисельно характеризується кутом закручування долота та величиною відхилення осі долота від осі свердловини в горизонтальній площині, при чому кут закручування долота є першою похідною по координаті величини відхилення осі долота від осі свердловини в горизонтальній площині.

Такий рух викликаний, насамперед, нестабільністю та нестабільністю сил, що діють на різці долота, що, в свою чергу, обумовлено неоднорідністю розбурюваних порід [4]. Крім того, вібрація генерується не тільки внаслідок дисбалансу сил на долоті, а й внаслідок масового дисбалансу, тертя об стінки свердловини під час буріння та калібрування, коливання всієї бурильної колони. Використовуючи різного роду амортизатори, стабілізатори та інші пристрої і технічні заходи, можна зменшити величину коливань бурової колони, але повністю уникнути дисбалансу інструменту неможливо в реальних умовах його роботи. Тут доцільно ставити питання лише про мінімізацію дисбалансу явища “вихрового руху”, який є основною причиною передчасного виходу з ладу і погіршення робочих параметрів алмазних доліт [5].

Відкритим залишається питання щодо моделювання повздовжніх коливань бурової колони. Історично, даний вид коливань моделювався за допомогою хвильового рівняння. Хвильове рівняння є класичним методом моделювання коливань і його розв'язки є добре описані в літературі [13]. Проте, застосування хвильових рівнянь для визначення поперечних коливань має свої обмеження: хоч і існує математично описаний методи розв'язку, проте використання такого методу для моделювання динаміки бурової колони передбачає, що поперечні коливання вважаються значно меншими за повздовжні, і тому є несуттєвими і такими, якими можна знехтувати. Тому є необхідність у комплексному підході до моделювання руху інструменту в реальних умовах з описом і врахуванням як поперечних, так і повздовжніх коливань.

При побудові попередніх математичних моделей роботи інструменту [10, 11, 12] деякі автори вважали, що центральна вісь Z вибою та вісь симетрії інструменту співпадають. Насправді, це не так в зв'язку з коливаннями інструменту в горизонтальній площині. Тому для аналізу руху долота ріжучого типу використовуємо дві системи координат, які пов'язані безпосередньо з долотом, та в яких описується його рух:

- нерухомо $O_1X_1Y_1Z_1$, яка пов'язана з вибоєм свердловини. Центр системи є геометричним центром свердловини;

- рухомо $O_2X_2Y_2Z_2$, яка пов'язана з віссю симетрії інструменту. Центр системи є центром ваги інструменту.

Тому, дійсне положення осі інструмента по відношенню до осі свердловини в будь-який момент часу визначається зі співвідношення:

$$x_{\text{долота}} = x_{\text{свердловини}} + u(x; t),$$

де: $x_{\text{свердловини}}$ і $x_{\text{долота}}$ – координати геометричного центра свердловини і долота відповідно.

Загалом, рух алмазного долота як ідеальної системи з двома ступенями вільності, може бути описаний системою рівнянь Лагранжа другого роду.

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right] - \frac{\partial T}{\partial q_1} = Q_1 \\ \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} \right] - \frac{\partial T}{\partial q_2} = Q_2 \end{cases}$$

де: T – кінетична енергія долота, q_i – узагальнені координати, Q_1 – сума узагальнених сил, $Q_2 = \sum F_i \cdot r_i$ – узагальнений момент опору, де F_i – величина сили реакції вибою для кожного різця, r_i – радіус установки даного різця.

Як узагальнені сили приймаємо величину реакції вибою.

Таким чином, положення долота в будь-який момент часу в ідеальному випадку може бути визначено за допомогою наступних величин, які приймаємо як узагальнені координати:

$q_1 = \Delta Z(t)$ – зміщення центра ваги корпусу вздовж осі свердловини відносно її початкового положення, як функція від часу;

$q_2 = \theta(t)$ – кут повороту долота навколо осі свердловини, як функція від часу.

При чому, перша похідна по часу функції $\Delta Z(t)$ визначає осьову швидкість переміщення інструменту, тобто величину проходки:

$$\frac{dq_1}{dt} = V_Z.$$

Таким чином, швидкість проходки долотом прямо залежить від величини діючих сил, геометрична сума яких визначає величину узагальненої сили. Тобто задача полягає у визначенні величин T – кінетичної енергії долота та $Q_1 = \sum F_i$ – суми узагальнених сил в проекції на вісь Z .

Такий підхід часто використовується для опису руху ідеального долота, яке працює в ідеальному однорідному ізотропному середовищі, проте результати, одержані за допомогою системи рівнянь Лагранжа в деякій мірі не відтворюють реальної картини, оскільки базуються на ряду спрощень процесу буріння. Тому важливо визначати величину коливань долота в процесі його роботи під дією сил, які виникають внаслідок руйнування породи, в горизонтальній площині оскільки коливання інструменту викликають повздовжні коливання всієї бурильної колони.

Колівання долота відбуваються в повздовжньому і поперечному напрямках. В даній роботі описується коливання долота в поперечному напрямку (в горизонтальній площині), які викликані неусталеністю сил реакції вибою, що діють на різці долота, в свою чергу, несталість цих сил викликана неоднорідністю розбурюваної породи.

Для визначення величини переміщення інструменту в горизонтальній площині $u(x, t)$ розглянемо розрахункову схему, зображену на рисунку 1. Вона складається з декількох секцій бурових труб та породоруйнівного інструмента, який закріплено в нижній секції. Кожен елемент характеризується моментом інерції I_i , площею поперечного перерізу A_i , масою m_i , при чому вважаємо, що їх матеріал є пружним та ізотропним. Вважаємо, що гіпотеза про плоскі перерізи справджується. Систему розглядаємо як таку, що складається з непружних елементів абсолютно не деформованих в процесі роботи, що з'єднані абсолютно нерозтяжними зв'язками.

Задача розрахунку динаміки долота в даній постановці є лінійною. Свердловина приймається вертикальною, і процеси, пов'язані з тертям труб і опорноцентруючих елементів об стінки свердловини, не розглядаються.

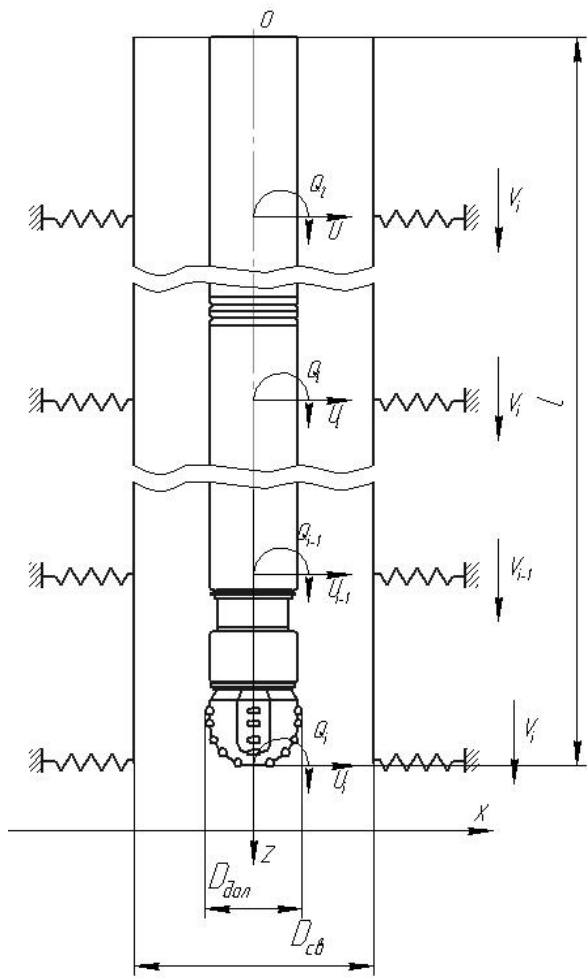


Рисунок 1 – Розрахункова схема

Суттєвим недоліком неусталеного руху інструменту є наявність ударів різної сили бічної поверхні інструмента об стінку свердловини. Згідно з [9] саме ці удари і є причиною виходу з ладу як зубців долота, так інструменту загалом.

Для консольно закріпленого інструменту найбільші динамічні напруження $\sigma_D \max(x)$ будуть в точках контакту інструменту з вибоєм. Для довільного перерізу, поздовжня координата якого $Z \in [0, l]$, де l – точках контакту інструменту з вибоєм, маємо:

$$\sigma_D \max(z) = \frac{\sigma_D \max}{l} \cdot z$$

Тоді потенційна $d\Pi$ енергія деформації в горизонтальному перерізі довжиною dz становить:

$$d\Pi = \frac{\sigma_D^2(z)}{2E} \cdot S \cdot dx = \frac{\sigma_D^2 \max}{2E} \cdot S \cdot \frac{z^2}{l^2},$$

де: S – площа контакту різця та стінки свердловини; E – модуль пружності.

Потенційна енергія деформації для всього елемента колони становить:

$$\Pi = \int_0^l \frac{\sigma_D^2 \max}{2E} \cdot S \cdot \frac{z^2}{l^2} dz = S \cdot \frac{\sigma_D^2 \max}{6El}.$$

Звідси, виходячи з теореми про зміну кінетичної енергії системи, маємо, що кінетична енергія системи становить:

$$T = \Pi = S \frac{\sigma_D^2 \max}{6El}.$$

Тоді максимально можливе напруження в момент удару в певному перерізі визначаємо за

$$\text{формулою } \sigma_D \max = \sqrt{\frac{6ET}{S \cdot l}}.$$

В момент удару швидкість руху долота зменшується внаслідок місцевих непружних деформацій. Цей період закінчується, коли долото дотикається до стінки свердловини, під дією відштовхуючої сили починає згинатися інструмент (який рухатиметься з новою швидкістю), а разом з ним і труби бурової колони. В цій фазі удару, коли згинається вже вся колона, кінетична енергія перетворюється на потенційну енергію деформації згинання.

Визначимо основні чисельні характеристики руху долота: кута повороту та переміщення осі долота в горизонтальній площині, тобто величини відхилення осі долота від осі свердловини в горизонтальній площині.

Для визначення величини відхилення осі долота від осі свердловини в горизонтальній площині, яке статично навантажене в кінці прогину, використаємо універсальне рівняння

пружної лінії у вигляді: $\left[\frac{u''(x,t)}{1 + u'(x,t)^{3/2}} \right] = \pm \frac{M}{EJ}$, або у спрощеному вигляді:

$$u(x;t) = u_0 + \Theta_0 z + \frac{1}{EJ} \times \left(M_0 \cdot \frac{(x-a)^2}{2} + Q_0 \cdot \frac{(x-b)^3}{3} + \sum_0^l q_i \cdot \frac{(x-c)^4}{4!} \right),$$

де: $u(x;t)$ – величина відхилення осі долота від осі свердловини (дисбалансу) для заданого перерізу;

u_0, Θ_0 – початкове значення відхилення та початкове значення кута закручування в перерізі відповідно;

E – модуль пружності матеріалу інструменту;

J – момент інерції для аналізованого перерізу;

Q – значення розподіленого навантаження (сили реакції вибою);

M_0 і Q_0 – величини моменту та реакції, які діють в защемленні відповідно;

a, b, c – координати точок прикладання моменту, реакції та розподілених сил відповідно.

Слід зазначити, що для коректного застосування даної формули будемо визначати переміщення найнижчого перерізу інструменту, тобто переміщення перерізу, що безпосередньо контактує з вибоєм.

Враховуючи неперервність ділянки прикладання розподіленої сили доцільно перейти до виразу

$$u(x;t) = u_0 + \Theta_0 x + \frac{1}{EJ} \times \left(M_0 \cdot \frac{(x-a)^2}{2} + Q_0 \cdot \frac{(x-b)^3}{3} + \int_0^l q_i \frac{(x-c)^4}{4!} dx \right).$$

Для спрощення представлення формул позначимо:

$$\frac{1}{EJ} \left(M_0 \cdot \frac{(x-a)^2}{2} + Q_0 \cdot \frac{(x-b)^3}{3} + \int_0^l q_i \frac{(x-c)^4}{4!} dx \right) = \Omega.$$

Для визначення параметрів u_0, Θ_0 необхідно розглядати умови закріплення інструменту.

Максимального значення величина відхилення досягає на кінці консольно закріпленого долота, тоді швидкість руху такого перерізу в горизонтальній площині становитиме:

$$u'(x;t) = \frac{du(x;t)}{dt} = \frac{du(x;t)_{\max}}{dt} = \frac{d\Omega}{dt}.$$

Тоді кінетична енергія елемента колони (або частини долота) довжиною dx становить:

$$dT = du(x;t) \cdot \frac{\gamma \cdot S \cdot dx}{2g} = \frac{\gamma \cdot S \cdot dx}{2g} \cdot \frac{d\Omega}{dt}.$$

Кінетична енергія всього інструменту отримується шляхом інтегрування наведеного вище виразу:

$$T = \int \frac{\gamma \cdot S \cdot dx}{2g} d(\Omega)$$

Підставивши отримані залежності у рівняння Лагранжа, отримуємо модель руху реальної системи:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left[\frac{\int \frac{\gamma \cdot S \cdot dz}{2g} d(\Omega)}{\partial z(t)} \right] - \frac{\partial \int \frac{\gamma \cdot S \cdot dz}{2g} d(\Omega)}{\partial x(t)} &= \sum F_i \\ \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial \int \frac{\gamma \cdot S \cdot dz}{2g} d(\Omega)}{\partial \theta(t)} \right] - \frac{\partial \int \frac{\gamma \cdot S \cdot dz}{2g} d\Omega}{\partial \theta(t)} &= \sum F_i \cdot r_i \end{aligned} \right.$$

Визначаємо величину кінетичної енергії долота T шляхом розв'язку першого з рівнянь Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right] - \frac{\partial T}{\partial q_1} = Q_1.$$

Позначимо величину $\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} = w(q_1)$, тоді

отримуємо неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку, розв'язок якого отримується у вигляді:

$$\frac{d}{dt} w^*(q_1) - w^*(q_1) = Q_1, \quad w^*(q_1) = w_1 \cdot w_2,$$

$$\begin{aligned} w_1' \cdot w_2 + w_2' \cdot w_1 - w_1 \cdot w_2 &= Q_1, \\ w_1' \cdot w_2 + w_1(w_2' - w_2) &= Q_1, \quad w_2' - w_2 = 0, \\ \ln w_2 = t, \quad w_2 = e^t, \quad w_1' \cdot e^t &= Q_1, \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} &= C_3 e^t - Q_1. \end{aligned}$$

Останнє рівняння описує взаємозв'язок між переміщенням долота та його кінетичною енергією. Тоді, рівняння руху долота можна представити у вигляді:

$$\frac{\partial q_1}{\partial T} = \frac{1}{C_3 e^t - Q}, \quad q_1 = \frac{1}{C_3 e^t - Q} \cdot T + C_4,$$

де C_3 і C_4 – сталі інтегрування, які визначаються з початкових умов:

$$T(t \rightarrow +0) = 0, \quad t \neq 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (z = 0).$$

З другого боку, кінетична енергія долота становить:

$$T = \int \frac{\gamma \cdot S \cdot dz}{2g} d(\Omega),$$

тобто

$$q_1 = \frac{1}{C_3 e^t - Q} \cdot \int \frac{\gamma \cdot S \cdot dz}{2g} d(\Omega) + C_4.$$

Швидкість руху долота вздовж вертикальної осі (тобто величина проходки) визначається як перша похідна рівняння руху інструменту:

$$\frac{dq_1}{dt} = \frac{d \left(\frac{1}{C_3 e^t - Q} \cdot \int \frac{\gamma \cdot S \cdot dz}{2g} d(\Omega) + C_4 \right)}{dt}.$$

Дане рівняння встановлює взаємозв'язок між величиною сили реакції вибою, конструктивними параметрами долота, характеристиками матеріалу долота і породи, а також умовами встановлення опорно-центруючий пристроїв.

Аналізуючи отримані залежності, бачимо, що чим більшою є величина реакції вибою породи, тим більшою буде величина переміщень долота в горизонтальній площині під дією цієї сили. Тоді, умовна траєкторія руху долота матиме в загальному випадку буде мати хаотичний характер і форма вибою буде близькою до еліпсу. Іншою важливою характеристикою динаміки руху долота є його кінетична енергія. Дана величина є базовою для визначення величини швидкості руху інструменту. У випадку сталої величини сили реакції вибою для умовного долота залежність величини кінетичної енергії від часу графічно зображена на рисунку 2. Величина кінетичної енергії обчислена для того ж самого долота при значенні сили реакції вибою. Ми бачимо, що величина кінетичної енергії долота стрімко зростає на протязі часу від 0 до 5 с, потім після досягнення критичного значення, починає плавно зменшуватися до певного усередненого значення. Якщо задати величину періодичної зміни сили реакції ви-

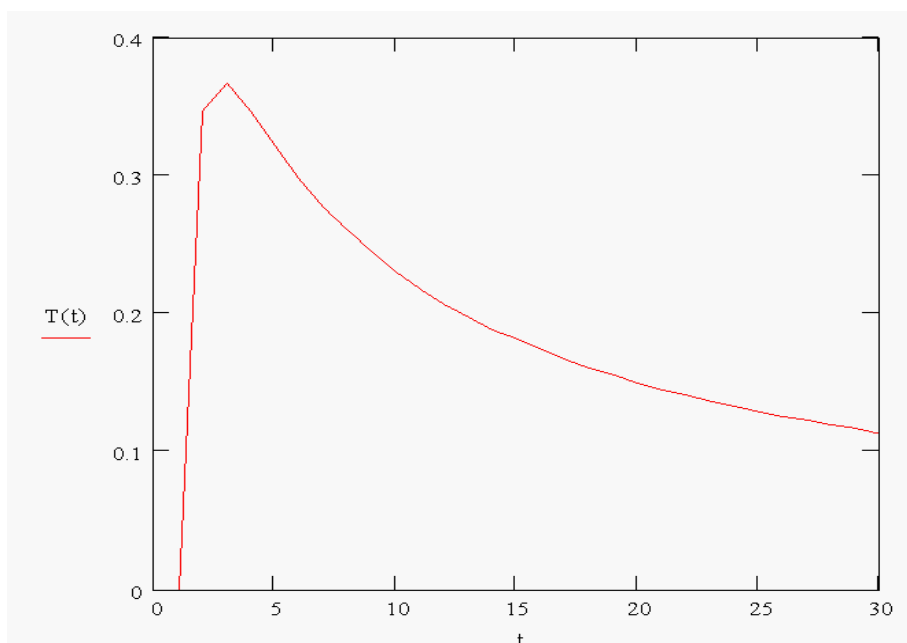


Рисунок 2 — Залежність величини кінетичної енергії від часу

бою, то отримуємо графічну залежність аналогічного характеру, тобто будемо невелику ділянку різкого зростання кінетичної енергії, а потім ділянку стабілізації, яка буде тривати до зміни величини кінетичної енергії.

Тобто, динамічна нестабільність є характерною для кожного долота, незалежно від його масового розподілу, конструктивних характеристик, матеріалу виготовлення тощо. Тому, можливо лише говорити про зменшення динамічної нестабільності конкретного інструменту в процесі його роботи, але не про уникнення цього явища взагалі.

Отримана модель роботи долота з АТП не накладає жодних обмежень на просторову форму інструменту, його конструкцію та конфігурацію робочою поверхні. Власне, остання може мати довільну форму, а набір породоруйнівних елементів зовсім необов'язково повинен складатися з однакових алмазно-твердосплавних пластин, які встановлені під однаковим кутом. Отримана модель дозволяє прогнозувати результати роботи як одиничного різця, так і набору різних різців з різними властивостями.

Література

- 1 Погарский А.А., Чефранов К.И., Шишкин О.П. Оптимизация процессов глубокого бурения. – М: Недра, 1981. – 296 с.
- 2 Мишлаевский Л. Л. Совершенствование конструкции режущих буровых долот на основе моделирования процесса бурения: Автореф. Дис... к.т.н.: 05.15.11/ АН СССР. Институт горного дела Севера. – Якутск, 1990. – 17 с.
- 3 Хамзин Ш.Х. Экспериментальные исследования основных факторов, влияющих на процесс разрушения горных пород алмазами, применительно к бурения нефтяных и газовых скважин: Автореферат дис... к.т.н.: 05.315-Разработка и эксплуатация нефтяных, газовых

и газоконденсатных месторождений. – Уфа., 1971. – 17 с.

- 4 Glowka D.A. Use of single cutter data of PDC bit design part 2- Development and use of PDCWEAR Computer Code// J.Petrol Technology – 1980- v.41 №8- p.850-859

- 5 http://www.pgpi.ru/product.phtml?print=1&id=2925&cat_id=5583

- 6 Драганчук О.Т. Усовершенствование конструкции долот с АТП на основе математического моделирования их взаимодействия с горной породой: Дис... к.т.н.: 05.05.12 / ВНИИБТ – Москва, 1992.

- 7 Elishakoff I. Probabilistic methods in the theory of structures. – Wiley, New York, 1983.

- 8 Spanos P.D., Chevallier A.M. Nonlinear Stochastic Drill-String Vibrations // 8-th ASCE Specialty Conference on Probabilistic Mechanics and Structural Reliability, 2001.

- 9 К вопросу о двойном вращении породоразрушающего инструмента / Алексеев Л.А., Х.И.Исоккин: Матеріали 5-ої міжнародної конференції «Породоруйнівний і металообробний інструмент – техніка і технологія його виготовлення і застосування», Крим, Судак, 2002.

- 10 Behr S.H., Warren T.M., Sinor L.A., Brett J.F. Three-dimensional Modeling of PDC-bits/SPE/IADC 21928, 1991.

- 11 Фем'як Я.М., Яремійчук Р.С., Якимечко Я.Я. Підвищення ефективності руйнування гірських порід // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – № 2. – С.16-17.

- 12 Погарський А.А., Чефранов К.А., Шишкин О.П. Оптимизация процессов глубокого бурения. – М.: Недра, 1981. – 296 с.

Стаття поступила в редакційну колегію
22.01.09

Рекомендована до друку професором
Драганчук О.Т.