

ОЦІНКА РОЗПОДІЛУ КОНТАКТНОГО ТИСКУ ПО РОБОЧІЙ ПОВЕРХНІ БУРОВОЇ КОРОНКИ

М.В. Супрун, В.І. Куц, А.П. Загора, Р.К. Богданов

Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України;
м. Київ, вул. Автозаводська, 2; тел. (044) 4675624; email: *erchiki@ukr.net*

Запропоновано новий підхід до оцінки розподілу контактної тиску по робочій поверхні бурової коронки, який базується на чисельному аналізі модельної контактної крайової задачі механіки деформованого твердого тіла і забезпечує врахування не лише кінематики процесу буріння, а й специфіки контактної взаємодії інструменту з породою. За допомогою чисельного моделювання розраховано значення інтенсивності зношування робочої поверхні бурової коронки, що досить близькі до спостережуваних на практиці результатів та є переконливим аргументом на користь адекватності запропонованої математичної моделі і надійності представлених чисельних даних.

Ключові слова: бурова коронка, тиск, осьове навантаження, зношування, геометрія профілю.

Предложен новый подход к оценке распределения контактного давления по рабочей поверхности буровой коронки, основанный на численном анализе модельной контактной краевой задачи механики деформируемого твердого тела и учитывающий не только кинематику процесса бурения, но и специфику контактного взаимодействия инструмента с породой. С помощью численного моделирования рассчитаны значения интенсивности износа рабочей поверхности буровой коронки, достаточно близкие к наблюдаемым на практике результатам, что является убедительным аргументом в пользу адекватности предложенной математической модели и надежности представленных числовых данных.

Ключевые слова: буровая коронка, давление, осевая нагрузка, износ, геометрия профиля.

In this paper, we proposed a new approach to assessing the contact pressure distribution throughout the working surface of the drill crown, which is based on the numerical analysis of the model contact boundary value mechanics problem of the deformed solid body and provides taking into account not only the kinematics of the drilling process, but also the specifics of the contact tool interaction with the rock. With the help of the numerical modelling, we calculated the wear rate values of the drill crown working surface that are quite close to those observed in practice and that are a solid argument in favor of the adequacy of the developed mathematical model and reliability of the numerical data.

Keywords: drill crown, pressure, axial load, wear, profile geometry.

Вступ. Основним механічним чинником, що впливає на характер і швидкість зношування бурового інструменту (в т.ч. коронок), є тиск σ_n , спрямований по нормалі до її робочої поверхні. Не випадково практично всі дослідники, що займалися вивченням конструкцій бурових коронок і питаннями їхнього зношування, дійшли висновку про необхідність визначення розподілу осьового навантаження, прикладеного до бурової коронки по її робочій поверхні. При цьому, в залежності від специфіки інструмента, використовувались різні підходи до розв'язання цієї задачі.

В роботі [1] запропоновано співвідношення для розрахунку контактної тиску й обертаючого моменту під торцем імпрегрованої бурової коронки. Система бурова коронка-вибій моделюється автором у вигляді рухливого з'єднання типу «п'ята-підп'ятник». Проводячи аналогію з процесами тертя, автор пропонує розглядати процес зношування коронки у вигляді [2]:

$$\frac{dU}{dl} = kq^m(\alpha), \quad (1)$$

де k – коефіцієнт зношування;
 q – контактний тиск;
 m – показник степеня.

З (1) випливає, що в приробленому стані процес тертя практично інваріантний до швид-

кості взаємного переміщення деталей з'єднання. У результаті інтегрування і відповідних математичних перетворень отримані формули виду:

$$q_{\max}(\alpha) = \frac{F}{\pi_0 \Psi(\alpha) \sqrt{\rho_0^2 - r_0^2} [\alpha_2 - \alpha_1 - 0.5(\sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha_1)]}, \quad (2)$$

$$M = 2f\rho_0 F \frac{\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2 + \frac{r_0}{4\rho_0} (\cos 2\alpha_2 - \cos 2\alpha_1)}{\alpha_2 - \alpha_1 - 0.5(\sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha_1)},$$

де F – сумарна осьова сила, що діє на інструмент;

r_0, ρ_0 – радіальні координати;

M – момент контактних тисків.

Ці співвідношення враховують специфіку конструкції бурової коронки. Однак, при цьому не враховані швидкість обертання інструмента (що закладено в самому підході) і дискретний характер процесу різання породи (нааявність різців, на які власне приходиться навантаження), тобто фактори, що безпосередньо впливають на характер розподілу навантаження.

В роботі [3] наведено формулу для розрахунку навантаження, що припадає на i -у вставку, розташовану на відстані R від осі долота:

$$P_{i,j} = \frac{F_{oc}}{2\pi R_i \Delta R K_{ocn j} \frac{K_{pj}}{E_j} \sum_{j=1}^n \frac{E_j}{K_{pj}} \cdot \cos \varphi_j}, \quad (3)$$

де K_p – коефіцієнт різання, визначений як відношення сили різання до осьового навантаження,

E_j – енергоємність різання (відношення роботи різання до обсягу зруйнованої породи). Зокрема, для циліндричного долота ($\varphi = 0$) при постійних значеннях коефіцієнта різання і енергоємності з (3) слід очікувати

$$P_{i,j} = \frac{F_{oc}}{2\pi R_i \Delta R K_{ocn j}}; \quad (4)$$

в цьому випадку навантаження залежить тільки від геометричних параметрів. При постійному коефіцієнті оснащення навантаження на вставку, а, отже, і контактний тиск обернено пропорційні радіальній координаті, $p(R) \sim 1/R$. До аналогічного висновку призводить аналізування і інших відомих в літературі робіт. З іншого боку, лінійна швидкість вставки прямо пропорційна відстані від осі обертання. Отже, питома потужність різання W , пропорційна їй щільність теплових джерел на контактній поверхні і температура постійні по всій робочій поверхні долота. Аналогічним чином, швидкість (інтенсивність) зношування в припущенні (3) також виявляється постійною, тому початково плоска поверхня мала би залишатись плоскою в процесі роботи.

В той же час, з практики добре відомо про наявність значного зношування бурового інструменту саме на периферійних ділянках. Проблема тут, очевидно, полягає в тому, що формулу (3) та аналогічні їй виведено з суто кінематичних співвідношень, які не враховують природи контактної взаємодії бурового інструменту з гірською породою.

У загальному випадку, теоретичне визначення нормального тиску по поверхні контакту інструмент-порода потребує розв'язання відповідної крайової задачі механіки контактної взаємодії. Такі задачі належать до найбільш складних в математичній фізиці: навіть у наближенні лінійно-пружного тіла вони є нелінійними, а їх розв'язання пов'язане зі значними математичними труднощами. Аналітичні розв'язки контактних задач відомі лише для найпростіших геометрій і умов контакту. Аналіз більш реалістичних моделей, що враховують геометрію контакту, тертя, геометричну і фізичну нелінійність, є можливим лише із застосуванням чисельних методів.

Тому метою даної роботи є розроблення алгоритму розподілу осьового навантаження, прикладеного до бурової коронки по її робочій поверхні, для можливості надалі проводити оцінку зношування та формозміни профілю матриці коронки. При цьому маємо враховувати не лише кінематику процесу буріння, а й специфіку контактної взаємодії породоруйнівного інструменту з гірською породою.

У запропонованому [4] теоретичному підході до оцінки розподілу контактного тиску по поверхні бурового долота найбільш принциповим моментом є формулювання модельної крайової задачі про розподіл напружень при її контактній взаємодії з породою. У роботі розглянуто задачу для заглибленого штампа в припущенні: а) суцільного контакту без обертання і б) суцільного контакту з урахуванням обертання і породоруйнування. Шляхом чисельного аналізу модельних задач виявлено закономірності розподілу контактного тиску по поверхні бурового долота і сформульовано спрощену модель, яка забезпечує потреби інженерних розрахунків. Даний підхід, який є ймовірно найбільш теоретично обґрунтованим.

Постановка задачі. Математична постановка задачі визначення розподілу контактного тиску по робочій поверхні бурової коронки включає геометричну модель і її скінченно-елементний аналог (рис. 1), при цьому профіль коронки не накладає жодних обмежень на вирішення завдання. Для простоти, завдання розглядається в осесиметричній постановці; перехід до тривимірної моделі не вносить принципових змін в алгоритм і пов'язаний лише із збільшенням обсягу обчислень.

Скінченно-елементна модель бурової коронки включає:

а) осесиметричну (усереднену по кутовій координаті) геометричну модель, наведену на рис. 2;

Вхідними параметрами цієї моделі є:

- початкова геометрія коронки, а саме внутрішній R_1 та зовнішній R_2 радіуси, а також форма профілю (твірної) робочого шару коронки в початковий момент часу $t = 0$: $f(r, 0)$ для $R_1 \leq r \leq R_2$;

- сумарна осьова сила F прикладена до коронки та коефіцієнт тертя/різання K , який характеризує взаємодію коронки з породою і породжує окружну силу (опір обертанню), яка власне і виконує роботу руйнування;

- кутова швидкість обертання коронки ω , за якою обчислюється лінійна швидкість переміщення матеріальних точок робочої поверхні коронки $V = 2\pi r \omega$.

б) рівняння лінійно-пружної рівноваги як для коронки, так і для масиву породи, з відповідними пружними модулями:

$$\nabla \cdot \sigma = 0; \quad \sigma = C \cdot \varepsilon; \quad \varepsilon = \frac{1}{2} (\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T); \quad (5)$$

де σ – тензор напруження;

ε – тензор деформації;

\mathbf{u} – тензор переміщення

в) умови навантаження і закріплення, що відповідають реальному процесу та визначаються вхідними параметрами моделі

$$\mathbf{u} \rightarrow 0; \quad \int_{S_{bit}} \sigma_{zz} ds = F_z. \quad (6)$$

Тут F_z – осьова сила (навантаження) що діє на інструмент;

г) контактні умови на границі інструмент-порода. У загальному випадку, ці умови зале-

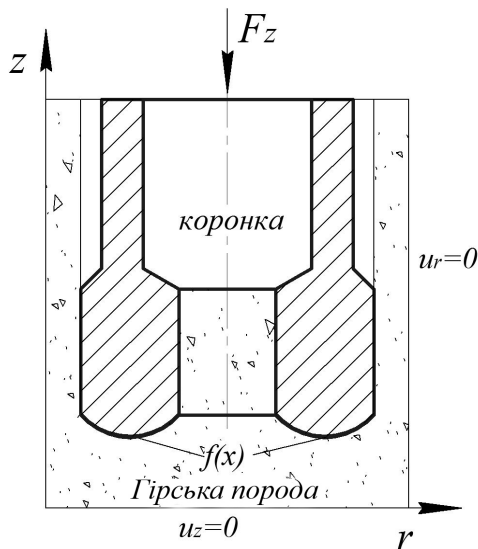


Рисунок 1 – Геометрична та скінченно-елементна модель

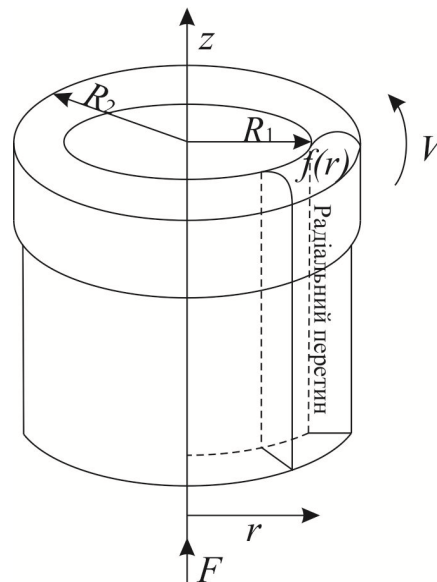


Рисунок 2 – Осесиметрична (усереднена по кутовій координаті) геометрична модель бурової коронки

жать від ряду факторів (мікрогеометрії та оснащеності робочої поверхні коронки, твердості та абразивності породи, наявності та інтенсивності промивки і т.д.) і можуть уточнюватись з їх урахуванням. В даній роботі, контактні умови прийнято, у відповідності з загальною практикою, у вигляді закону Кулона-Мора:

$$\begin{aligned} [\mathbf{u}_n]_{S_{cont}} &= [(\mathbf{u} \cdot \mathbf{n})]_{S_{cont}} = 0; \\ \mathbf{u}_T &= \mathbf{u} - (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n})\mathbf{n} = 0, \quad \sigma_T < K_f \sigma_n; \\ \|\mathbf{u}_T\| &> 0, \quad \sigma_T = K_f \sigma_n; \end{aligned} \quad (7)$$

де K_f – коефіцієнт тертя.

Чисельна реалізація методу. Загальний підхід до чисельної реалізації скінченно-елементного алгоритму викладено в [4]. Тут ми наведемо лише мінімальну необхідну інформацію для застосування до задач розгляненого класу. Так, для дискретизації просторової області використовуються ізопараметричні скінченні елементи. У якості базисних використовуються функції $N_k(\vec{r})$ лінійні по кожній координаті. Обчислення об'ємних і поверхневих інтегралів виконується за квадратурними формулами Гауса із трьома вузлами інтегрування по кожній змінній. Розв'язання отриманих систем лінійних алгебраїчних рівнянь здійснюється методом Краута (якщо матриця системи симетрична й позитивно визначена) або методом Гауса з вибором головного елемента у випадку несиметричної матриці.

Як уже зазначалось, істотне ускладнення розгляне них у даній роботі задач зумовлено наявністю контактних граничних умов, які вносять істотну нелінійність й визначають необхідність застосування ітераційних процедур. Для виконання умов контакту ми використовуємо підхід, аналогічний викладеному в [5]. При цьому припускається, поряд з малістю дефор-

мацій, малість взаємного переміщення контактуючих поверхонь, що відповідає специфіці даного класу задач і при цьому значно спрощує чисельні алгоритми і зменшує об'єм обчислень. З огляду на те, що в розглянутій проблемі взаємодії бурового інструмента й породи деформація останньої багаторазово перевищує деформацію інструмента, цілком можливо обмежитися розглядом випадку жорсткого контакту, вважаючи робочу поверхню інструмента такою, що не деформується. Це дає змогу звести контактні граничні умови для нормальних переміщень до кінематичних (умов першого роду), тоді як для дотичних напружень потрібно виконати умови кулонівського контактного тертя.

Для побудови алгоритму виконання контактних умов використовується варіаційний принцип. Для цього в кожній точці поверхні породи, що може ввійти в контакт із поверхнею інструмента, визначимо міру перекриття h й міру відносного зсуву s_i . Ці кінематичні параметри, разом з методом множників Лагранжа, використовуються для запису умов контакту й тертя. Так, перекриття h в напрямку нормалі до поверхні контакту p точки x_{N+1} і поверхні $P(\xi)$, визначається вектором $(p - x_{N+1})$, заданим умовами

$$h \mathbf{n} = (p(\xi) - x_{N+1}), \quad v \cdot (p(\xi) - x_{N+1}) = 0. \quad (8)$$

Якщо для даної точки $h < 0$, це означає відсутність контакту між поверхнями. Якщо $h \geq 0$, поверхні в контакті й необхідно задовольнити умову $h = 0$. Із цією метою вводиться множник Лагранжа \tilde{p} , що має фізичний зміст контактного тиску в цій точці. Для виконання умов контакту, необхідно знайти δh . Аналогічно, для виконання умов тертя контактуючих поверхонь, необхідні також δs_i і $d\delta s_i$.

Оскільки при зроблених вище припущеннях еволюція контактної поверхні повністю

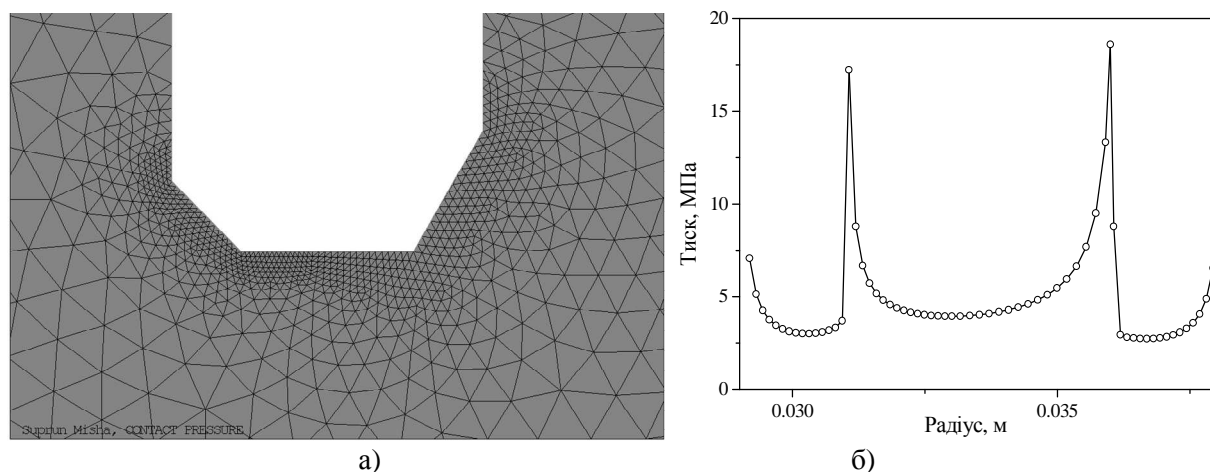


Рисунок 3 – Кусково-лінійний радіальний профіль коронки (а) і розподіл нормального тиску (б)

визначається кінематикою інструмента, можемо записати наступні співвідношення між координатами точок поверхні X_0 до деформації й координатами деякої "опорної" точки твердого тіла X_{rs} як $X_0 = X_{rs} + R$. Припускаючи, що рух точки X_{rs} заданий векторами переміщень u_{rs} і обертання $\phi_{rs} e_z$, поточні координати точки поверхні дорівнюють

$$x_0 = X_{rs} + u_{rs} + C(\phi_{rs} e_z) \cdot R = x_{rs} + r. \quad (9)$$

Тут C – ортогональна матриця повороту, яка використовується також для визначення векторів, нормального й дотичного до поверхні:

$$t = C(\phi_{rs} e_z) t_0; \quad n = C(\phi_{rs} e_z) n_0; \quad (10)$$

де t_0 й n_0 – їхні початкові значення в точці X_0 . Відповідна вузловій точці поверхні породи n_{N+1} точка на поверхні інструмента є $p(\xi) = x_0 + \xi t$. Лінеаризація рівнянь (9), (10) дає такі значення перших диференціалів координат і дотичного до поверхні вектора

$$\delta x_0 = \delta u_{rs} + (r_x e_y - r_y e_x) \delta \phi_{rs}, \quad \delta t = (t_x e_y - t_y e_x) \delta \phi_{rs}.$$

З урахуванням $t \cdot \delta t = 0$ одержуємо такі вирази для δh і δs :

$$\delta h = -n \cdot [\delta u_{N+1} - \delta u_{rs} + (r_y + \xi t_y) e_x - (r_x + \xi t_x) e_y] \delta \phi_{rs}; \quad (11)$$

$$\delta s \stackrel{def}{=} \delta \xi = t \cdot [\delta u_{N+1} - \delta u_{rs} - (r_x e_y - r_y e_x) \delta \phi_{rs}].$$

Інша частина алгоритму, а саме одержання слабкої форми рівнянь рівноваги, їхнього скінченно-елементного аналога й вибір матриці жорсткості для прискорення збіжності ітераційної процедури розв'язку цілком аналогічна викладеному в [5].

Приклади чисельного аналізу. Наведемо деякі типові результати розрахунку радіального розподілу контактної тиску по робочій поверхні бурових коронок з різним радіальним профілем вставок. Для конкретності і забезпечення порівнюваності результатів, тут і у подальших розрахунках використовуються одні і ті ж значення параметрів, а саме $R_2=38$ mm і $R_1=29$ mm,

що відповідають стандартному типорозміру коронки діаметром 76 mm, осьове навантаження $F_z=9810$ Н. Так, на рис. 3а наведено геометрію і скінченно-елементну сітку розрахункової моделі бурової коронки з кусково-лінійним радіальним профілем. На рис. 3б зображено розподіл по радіусу нормального тиску: ці і подальші розрахункові дані відповідають сумарному осьовому навантаженню $F_z = 9810$ Н. Такий розподіл є очікуваним з точки зору контактної механіки: "кутові" точки перелому профілю є значними концентраторами напружень, а, отже, і зонами інтенсивного зношування.

Кусково-круговий радіальний профіль коронки (рис. 4а) забезпечує значно більш рівномірний розподіл нормального тиску (рис 4б), за винятком зовнішньої і, особливо, внутрішньої поверхні коронки, де також профіль має кутову точку.

Навпаки, у випадку півкруглого радіального профілю коронки максимальні напруження досягаються у середній частині профілю, де і варто сподіватись його переважного зношування (рис. 5).

На рис. 6 подано розподіл тиску для випадку прямокутного радіального профілю коронки із закругленими кутами (радіусом 1 і 2 mm). Розрахунок свідчить про наявність концентрації напружень в околі кутових точок, у повній відповідності з теоретичними уявленнями та дослідними даними [6-10] щодо особливостей руйнування породи в кутових зонах вибою свердловини. Збільшення радіуса закруглення (яке може бути інтерпретоване як "затуплення" внаслідок зносу) призводить до поступового вирівнювання тиску по радіусу коронки.

Попри специфіку кожної з розглянутих геометрій профілю коронки, загальний висновок з даного дослідження є цілком очевидним і обґрунтованим, а саме: запропонована модель прогнозує максимальну концентрацію нормального напруження (тиску) саме в тій зоні профілю робочого торця коронки, де, на підставі наявного досвіду, слід очікувати найбільш інтенсивного зношування робочого шару, що

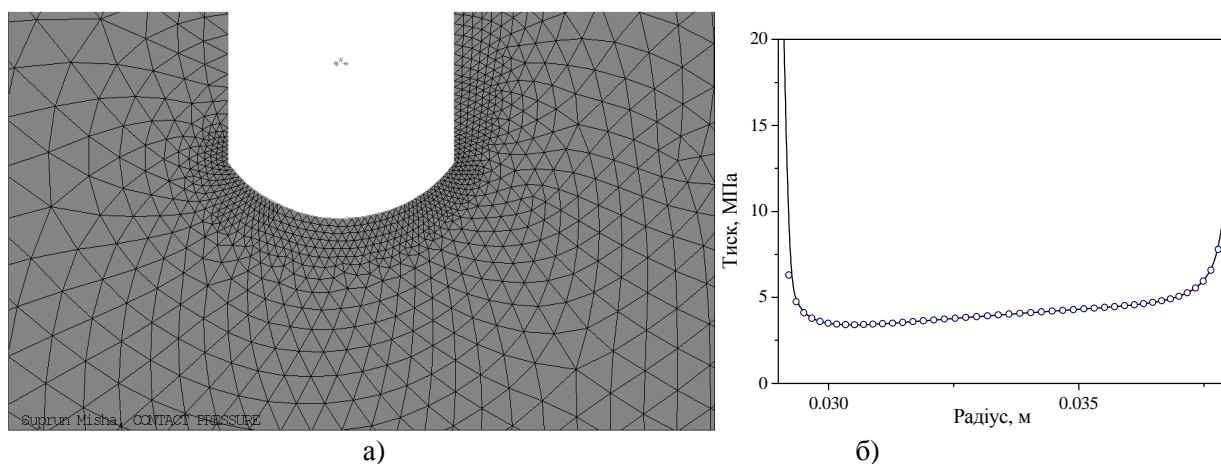


Рисунок 4 – Кусково-круговий радіальний профіль коронки (а) і розподіл нормального тиску (б)

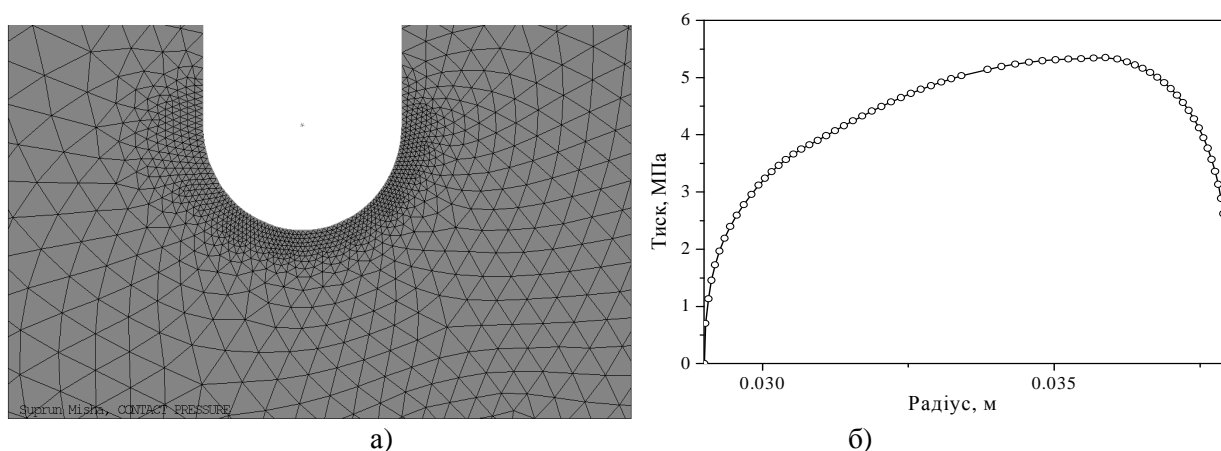


Рисунок 5 – Півкруглий радіальний профіль коронки (а) і розподіл нормального тиску (б)

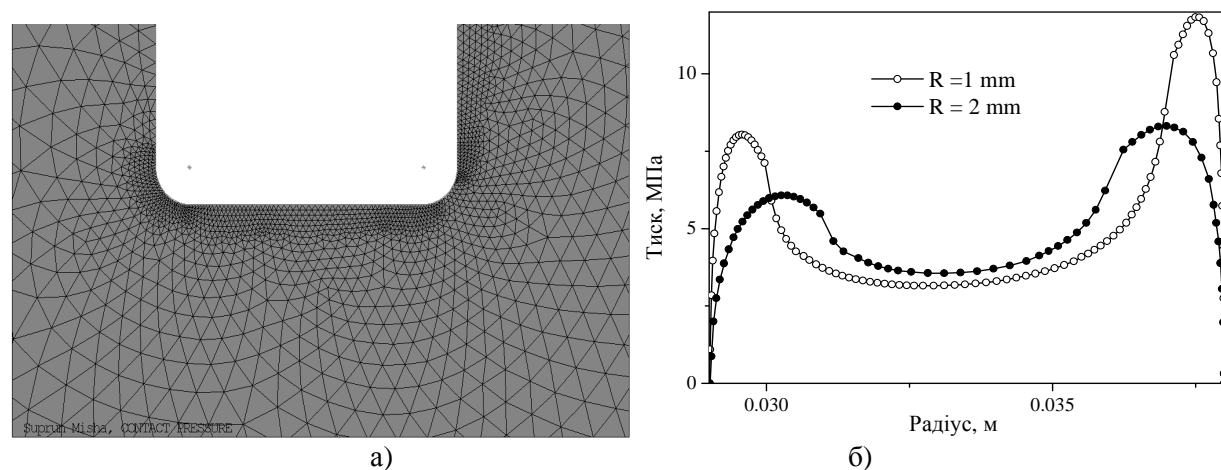


Рисунок 6 – Прямокутний радіальний профіль коронки з закругленими кутами (а) і розподіл нормального тиску (б)

підтверджується проведеними лабораторними дослідженнями [11]. Це доводить, як мінімум, правдоподібність моделі і можливість її застосування при прогнозуванні характеру і інтенсивності зношування бурових коронок.

Наукова новизна. Вперше створена математична модель розрахунку розподілу контактного тиску на робочій поверхні бурової колон-

ки, яка базується на чисельному аналізі моделі контактної крайової задачі механіки деформованого твердого тіла.

Практичне значення. Приведені типові результати розрахунків розподілу контактного тиску по робочій поверхні бурових коронок з різним радіальним профілем вставок.

Висновок

Запропонований підхід до розрахунку контактної тиску на поверхні бурової коронки базується на чисельному аналізі модельної контактної крайової задачі механіки деформованого твердого тіла і забезпечує, на відміну від відомих в літературі, врахування не лише кінематики процесу буріння, а й специфіки контактної взаємодії інструменту з породою. Для наочності, в роботі проведено чисельний аналіз коронки простої форми; разом з тим, розвинутий метод є загальним і може бути застосований до аналізу бурового інструменту довільної геометрії.

Література

- 1 Насибов Н.А. Расчет номинального давления в контакте алмазного бурового инструмента с забоем скважины //Трение и износ. – 2000 – т.21, №6 – с.618-622.
- 2 Крагельский И.В. Основы расчета на трение и износ / Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. – М.: Машиностроение. – 592 с.
- 3 Моссаковский В.И. Аналитические исследования напряженного состояния призабойной зоны глубокой буровой скважины / Моссаковский В.И., Арцимович Г.В., Зюзин В.А., Мусяка В.Г. // В сб. горный породоразрушающий инструмент. Техніка. – К., 1970. – С. 198–213.
- 4 Куц В.И. Численный анализ силового контактного взаимодействия долота с породой / Куц В.И., Казьмин А.О. // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения. – Киев: ИСМ им. В.Н.Бакуля НАН Украины, 2006. – Вып. 11. – С.14 – 20.
- 5 Офіційний сайт виробника – www.abaqus.com
- 6 Моссаковский В.И. Характер разрушения углового участка забоя скважины при вдавлении прямоугольного штампа / Моссаковский В.И., Арцимович Г.В., Зюзин В.А., Мусяка В.Г. // В сб. Горный породоразрушающий инструмент. Техніка. – Киев, 1970. – С. 214 – 219.
- 7 Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости. – М.: Гостехтеоретиздат, 1953. – 264 с.
- 8 Кагарманов Н.Ф. Научные основы проектирования долот непрерывного режущего скалы-вающего действия // Технология бурения и заканчивания скважин в Башкирии – Уфа, 1983. – Вып. 67.
- 9 Бочковский А.М. Анализ оснащённости долот ИСМ / Бочковский А.М., Вовчановский И.Ф., Анисимов В.Я. и др. // Сверхтв. материалы. – 1981. – № 2. – С. 65–68.
- 10 Бочковский А.М. О распределении осевой нагрузки по рабочей поверхности бурового инструмента / Бочковский А.М. // Сверхтвердые материалы. – 1984. – № 5. – С. 5 – 7
- 11 Супрун М.В. Влияние схемы расстановки вставок гибридаита в импрегнированных коронках на эффективность бурения твердых горных пород / Супрун М.В., Богданов Р.К Загора А.П. // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: Сборник научных трудов. – Киев: ИСМ им. В.Н. Бакуля НАН Украины, 2014. – Вып. 17. – С. 26 – 32.

Стаття надійшла до редакційної колегії
25.08.15

Рекомендована до друку
професором Коцкуличем Я.С.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
д-ром техн. наук Мечником В.А.
(Інститут надтвердих матеріалів
ім. В.М. Бакуля НАН України, м. Київ)