

МЕХАНІЧНА ІНЖЕНЕРІЯ

УДК 622.24.051

DOI: 10.31471/1993-9965-2019-2(47)-32-41

ВИВЧЕННЯ ФОРМИ РІЗАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ ДОЛОТА ТИПУ PDC З МЕТОЮ ОПТИМІЗАЦІЇ КОНСТРУКЦІЇ: ДОСЛІДЖЕННЯ КУТА НАХИЛУ ЛОПАТЕЙ

Т. О. Пригоровська, О. В. Пригоровський

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15; тел. +380951705078,
e-mail: pryhorovska@gmail.com*

Розглядається робота долота типу PDC, а саме моделюється перерозподіл навантажень на лопаті долота в залежності від величини контактних площ, що, в свою чергу, визначається конструктивними параметрами долота. Метою роботи є оптимізація конструкції долота типу PDC, а саме дослідження впливу кута нахилу лопаті до горизонтальної осі на величину крутного моменту, що генерується долотом. В основу дослідження покладена модифікована модель різання одиничним різцем, розробленої Войтановичем і Куру, суть якої полягає у визначенні балансу сил, що діє на одиничний різець.

Наукова новизна роботи полягає у тому, що для кожного різця розглядаються дві ділянки контакту – на передній і бічній поверхнях, на яких виникають різноспрямовані сили тертя, а також в статті сила реакції породи розглядається такою, що спрямована не перпендикулярно до різальної пластини різця, а в бік розміщення неоднорідностей породи. Такий підхід дає змогу розглядати коливання доліт через несталість сил різання, що, в свою чергу, викликані несталістю властивостей розбурюваних порід (насамперед – їх структурною неоднорідністю), тоді як такі коливання вважалися спричиненими лише коливанням бурової колони.

Досліджено просторову форму долота типу PDC, що характеризується, насамперед, формою його верхньої частини, яка, в свою чергу, характеризується кутом нахилу різальної частини долота. В роботі змодельовано величини контактних площ для кожного різця, обсяг зруйнованої породи в залежності від розташування різця, а також завантаження для одиничного різця, крутний момент для всієї лопаті і долота. Визначено кути нахилу лопаті до горизонтальної осі, при яких спостерігається мінімальний та максимальний крутні моменти.

Встановлено, що зміна кута нахилу різальної частини викликає перерозподіл об'ємів зруйнованої породи. Розглядалися долота із незношеними різцями, навантаження розподілялося пропорційно об'єму зруйнованої породи. Було встановлено, що збільшення кута нахилу лопаті викликає збільшення сумарного крутного моменту для долота. Запропоновано розрахунок, який уможливує оптимізацію конструкції долота типу PDC. Збільшення сумарного кута закручування та сумарного відхилення спостерігається для різців, що найбільш відділені від вибою свердловини.

Ключові слова: різання порід, PDC різець, сила реакції породи, геометричні параметри, крутний момент.

Рассматривается работа долота типа PDC, а именно моделируется перераспределение нагрузок на лопасти долота в зависимости от величины контактных площадей, что, в свою очередь, определяется конструктивными параметрами долота. Целью работы является оптимизация конструкции долота типа PDC, а именно исследование влияния угла наклона лопасти к горизонтальной оси на величину крутящего момента, генерируемого долотом. В основу исследования положена модифицированная модель резки единичным резцом, разработанная Войтановичем и Куру, суть которой заключается в определении баланса сил, действующей на единичный резец.

Научная новизна работы заключается в том, что для каждого резца рассматриваются два участка контакта – на передней и боковой поверхностях, на которых возникают разнонаправленные силы трения, а

также в статье сила реакции породы рассматривается такой, что направлена не перпендикулярно режущей пластине резца, а в сторону размещения неоднородностей породы. Такой подход позволяет рассматривать колебания долот через неустойчивость сил резания, что, в свою очередь, вызваны непостоянством свойств разбуриваемых пород (прежде всего – их структурной неоднородностью), тогда как такие колебания считались вызванными лишь колебаниями буровой колонны.

Исследована пространственная форма долота типа PDC, характеризующаяся, прежде всего, формой его верхней части, которая, в свою очередь, характеризуется углом наклона режущей части долота. В работе были смоделированы величины контактных площадей для каждого резца, объем разрушенной породы в зависимости от расположения резца, а также загрузки для единичного резца, крутящий момент для всей лопасти и долота. Определены углы наклона лопасти к горизонтальной оси, при которых наблюдается минимальный и максимальный крутящие моменты.

Установлено, что изменение угла наклона режущей части вызывает перераспределение объемов разрушенной породы. Рассматривались долота с неизношенными резцами, нагрузка распределялась пропорционально объему разрушенной породы. Было установлено, что увеличение угла наклона лопасти вызывает увеличение суммарного крутящего момента для долота. Предложен метод, который позволяет оптимизировать конструкции долота типа PDC. Увеличение суммарного угла закручивания и суммарного отклонения наблюдается для резцов, наиболее отдаленных от забоя скважины.

Ключевые слова: резание пород, PDC резец, сила реакции породы, геометрические параметры, крутящий момент.

The article studies PDC-type bit operation, in particular, the redistribution of loads on drill bit blades is simulated, depending on “cutter-rock” contact areas, which is determined by a drill bit design. This work aims at PDC bit design optimization, namely to study the effect of the blade angle to the horizontal axis on the torque generated by the bit. The study is based on the Voitanovich and Kuru’s model of Voitanovich and Kuru’s and has its core at determining the balance of forces acting on a single cutter.

The scientific novelty of the work is that two areas of contact are considered for each cutter – the one on the front and side surfaces. Also, it is hypothesized that the force of the reaction of the pore is directed towards the placement of heterogeneities of the rock. This approach makes it possible to consider the fluctuations of the bits due to the instability of the cutting forces, which in turn are caused by the instability of the properties of the fractured rocks (first of all, their structural heterogeneity).

The spatial shape of the PDC cutter crown was studied, characterized primarily by the shape of its upper part, which in turn is characterized by the angle of inclination of the cutting part of the cutter. Contact areas for each cutter, the volume of the destroyed rock depending on the location of the cutter, as well as the loading for a single cutter, the torque for the whole blade and the bit were simulated in the work. The angles of inclination of the blade to the horizontal axis at which the minimum / maximum torques are observed are determined.

Changing the inclination of the cutting part causes the redistribution of the destroyed rock volumes. This section dealt with worn-out chisels, and the load was distributed in proportion to the volume of the destroyed rock. It was found that increasing the angle of the blade causes an increase in the total torque for the bit. A method is proposed that allows optimization of the PDC bit design. An increase in the total twisting angle and the total deflection is observed for the cutters, which are most separated from the borehole face.

Keywords: rock cutting, PDC cutter, rock reaction force, geometric parameters, torque.

Вступ. Теоретичні дані та експериментальні дослідження свідчать, що на ефективність руйнування гірської породи долотами різально-стираючої дії (надалі – долота PDC) впливають, насамперед, фізико-механічні властивості порід та різальної 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 ін-

струменту та параметри процесу з метою забезпечення ефективного поглиблення вибою свердловини. При цьому у ході побудови математичної моделі роботи долота важливо розглядати це питання комплексно, тобто з врахуванням впливу динаміки самого інструменту, а також динаміки бурової колони на результати буріння [1-4].

За характером зміни навантаження на бурову колону та інструмент поділяються на постійні та 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 є багатокomпонентними, що пояснюється принципом роботи бурового

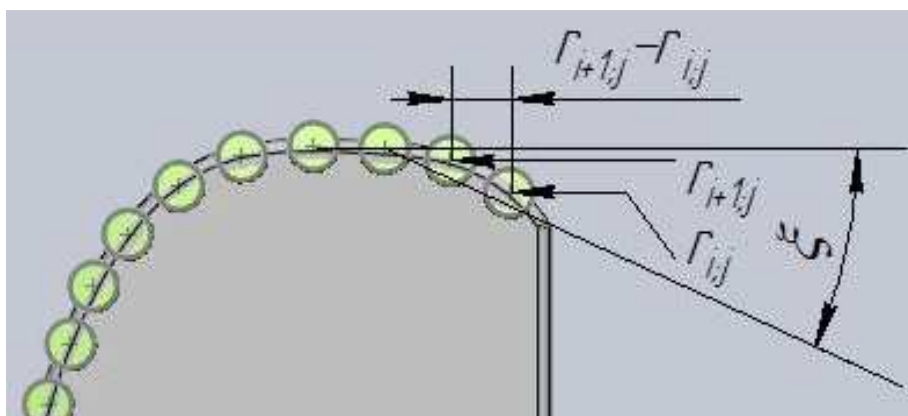


Рисунок 1 – Основні параметри верхньої частини доліт типу PDC

інструменту. Власне, моделювання роботи PDC-доліт завжди будувалося на припущенні, що сили на кожному PDC-різці є однаковими та сталими, хоча, насправді, навантаження між різцями розподіляється досить складним чином [5, 7].

Основні конструктивні особливості долота типу PDC

Просторова форма PDC доліт характеризується, насамперед, формою його верхньої частини, яка може бути описана через кут нахилу лопаті ξ (рис. 1).

На довільний різець діють такі сили: сила прикладеного навантаження P_{ij} (орієнтована під кутами $P_{xij}; P_{yij}; P_{zij}$ до відповідних осей, що залежить від розміщення різця); сила реакції породи R_{ij} (орієнтована під кутами $R_{xij}; R_{yij}; R_{zij}$ до відповідних осей, спрямована до найближчих концентраторів напружень є траєкторією розміщення неоднорідностей породи), а також сили тертя F_{Tij} та F_{T^*ij} на контактній та потенційно зношеній частинах різця (які спрямовані вздовж контактної поверхні різця та породи і для незношеного різця орієнтована під кутами $P_{xij}; P_{yij}; P_{zij}$ до відповідних осей та залежить від розміщення різця). На рисунках 2 та 3 показано розміщення даних сил у випадку зношеного і незношеного різців.

Попередні дослідження [7] показали, що зі зростанням віддалей ($r_{i+1,j} - r_{i,j}$) і збільшенням ξ кута нахилу лопаті зростають сили тертя, що діють на різець. Ця тенденція істотніше виражена для різців більших діаметрів.

Метою статті є оптимізація конструкції долота типу PDC, а саме дослідження впливу кута нахилу лопаті до горизонтальної осі на величину крутного моменту, що генерується долотом.

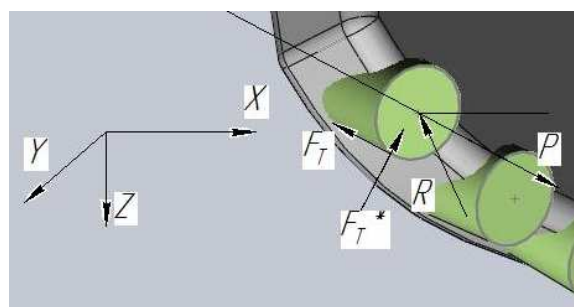


Рисунок 2 – Схема сил різання для нового різця

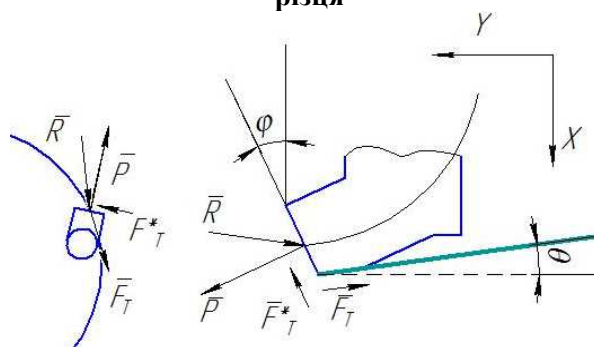


Рисунок 3 – Схема сил різання для спрацьованого різця

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Експериментальні дослідження показують нестабільність сил, які виникають в процесі руйнування породи (навіть при різанні окремим різцем). Ці нестабільності сил є однією з основних проблем буріння – прояв вихрового руху бурового долота. В літературі знаходимо багато способів опису і моделювання даного руху. Наприклад, в [1] використовували функцію збурення системи як функцію проходження білого шуму. Е. Фрідманом, С. Монді і Б. Сальдиваром в [2] поперечні коливання колони моделювалися функцією білого шуму. В роботі Е. Ш. Імаєвої в [3] вібрацію вибійного обладнання моделювали через ймовірнісну функцію «відскоку» долота.

Крім того, деякі вчені вважають вібрації колони і долота самочинними. Так, наприклад, в [4] запропоновано модель, що враховує осьові й крутильні форми коливань та їх поєднання через закони взаємодії долота і породи, яка враховує фрикційний контакт і процеси різання.

Висвітлення невіршених раніше частин загальної проблеми

В жодному разі не заперечуючи робіт багатьох науковців, ми вважаємо за доцільніше твердження про те, що коливання долота, є результатом нестабільності сил різання, що, в свою чергу, викликані несталістю властивостей розбурюваних порід (насамперед їх структурною неоднорідністю), а отже, є однією з основних причин коливань бурового долота.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Основою для моделювання вибрана модель взаємодії одиничного різця із породою, розроблена Войтановичем і Куру, яка базується на складанні балансу всіх сил, що діють на різці. Пропонована в даному дослідженні модель також базується на згадуваній моделі, проте реакція породи вважається не перпендикулярною до різальної поверхні різця, а спрямованою у напрямку неоднорідностей. Як вже зазначалося вище, на довільний різець діють такі сили: сила прикладеного навантаження P_{ij} (орієнтована під кутами $P_{xij}; P_{yij}; P_{zij}$ до відповідних осей, що залежить від розміщення різця); сила реакції породи R_{ij} (орієнтована під кутами $R_{xij}; R_{yij}; R_{zij}$ до відповідних осей, спрямована до найближчих концентраторів напружень і є траєкторією розміщення неоднорідностей породи), а також сили тертя F_{Tij} та F_{Tij}^* на контактній та потенційно зношеній частинах різця (які спрямовані вздовж контактної поверхні різця й породи і для незношеного різця орієнтована під кутами $P_{xij}; P_{yij}; P_{zij}$ до відповідних осей та залежить від розміщення різця, кут ϕ - кут нахилу різця).

Складаємо рівняння рівноваги різця.

$$\begin{cases} -R_{xij} \cos R_{xij} + P_{ij} \cos P_{xij} - \\ -F_{Tij} \cos P_{xij} - F_{Tij}^* \sin P_{xij} \cos \theta_{ij} = 0 \\ -R_{yij} \cos R_{yij} + P_{ij} \cos P_{yij} - \\ -F_{Tij} \cos P_{yij} - F_{Tij}^* \sin P_{yij} \sin \theta_{ij} = 0 \\ -R_{zij} \cos R_{zij} + P_{ij} \cos P_{zij} - \\ -F_{Tij} \cos P_{zij} - F_{Tij}^* \sin P_{zij} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

За умовою розміщення різця бачимо, що

$$\angle \theta_{ij} = \angle P_{yij}. \quad (2)$$

Визначаємо сили тертя:

Сила тертя до передньої поверхні

$$F_{Tij} = S_{1ij} \cdot \sigma \cdot f_{1ij}, \quad (3)$$

де S_{1ij} - контактна площа тертя на передній поверхні різця,

f_{1ij} - коефіцієнт тертя алмазної пластини до породи,

σ - питомий опір руйнуванню породи [5].

По бічній поверхні:

$$F_{Tij}^* \cdot x = S_{2ij}^* \cdot f_{2ij}^* \cdot \sigma = 0,786 f_{2ij}^* \cdot m_{ij} \cdot h_{ij} \cdot \sigma, \quad (4)$$

де S_{2ij}^* - контактна площа тертя на бічній поверхні різця,

f_{2ij}^* - коефіцієнт тертя матеріалу різця до породи. Відповідно до рисунку 3 визначаємо максимально можливу площу ділянки спрацювання за відомими величинами:

- шириною ділянки на бічній поверхні

$$m_{ij} = 2 \sqrt{\left(\frac{r_{i+1;j} - r_{ij}}{\cos Py_{ij}} \right) \cdot \left(2Rp_{ij} - \left(\frac{r_{i+1;j} - r_{ij}}{\cos Py_{ij}} \right) \right)} \quad (5)$$

- висотою ділянки на бічній поверхні

$$h_{ij} = \left(\frac{r_{i+1;j} - r_{ij}}{\sin Py_{ij}} \right), \quad (6)$$

де Rp_{ij} - радіус і-того різця, розміщеного на j-тій лопаті відносно осі долота,

r_{ij} - радіус встановлення і-того різця, розміщеного на j-тій лопаті відносно осі долота,

P_{yij} - кут розміщення різця відносно осі ОУ.

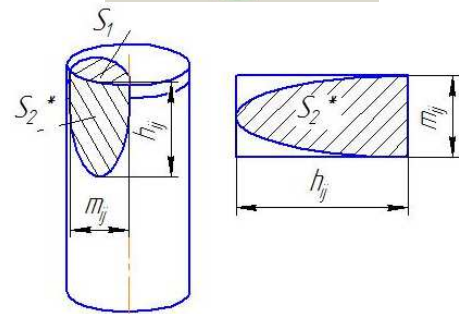
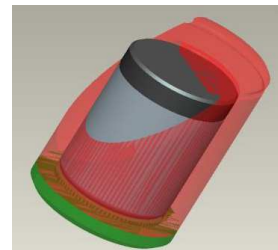


Рисунок 4 – Геометричні розміри ділянок S_{1ij} та S_{2ij}^*

Геометричні розміри ділянок S_{1ij} та S_{2ij}^* залежать від геометричних розмірів долота та розміщення на ньому різців.

В процесі зношування зростатиме площа S_{2ij}^* і, відповідно, зменшуватиметься площа на передній поверхні S_{1ij} . В даній роботі не розглядається процес зношування, тому для аналізу не розглядатимемо проміжні стани різця в процесі зношування.

В початковий момент часу площа контакту вздовж бічної поверхні близька до нуля, тому в випадку незношеного різця матимемо таку систему рівнянь:

$$\begin{cases} -R_{Xij} \cos R_{Xij} + P_{ij} \cos P_{Xij} - F_{Tij} \cos P_{Xij} = 0 \\ -R_{Yij} \cos R_{Yij} + P_{ij} \cos P_{Yij} - F_{Tij} \cos P_{Yij} = 0 \\ -R_{Zij} \cos R_{Zij} + P_{ij} \cos P_{Zij} - F_{Tij} \cos P_{Zij} = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Аналізуючи отримані залежності, бачимо, що навантаження на різець розподілятиметься на сили тертя та реакції породи. Найбільш ефективно руйнуватиметься порода у випадку, коли кути нахилу даних сил до осей збігатимуться, тобто за умови:

$$\begin{aligned} \angle(P_{Xij}) &= \angle(R_{Xij}), \quad \angle(P_{Yij}) = \angle(R_{Yij}), \\ \angle(P_{Zij}) &= \angle(R_{Zij}). \end{aligned} \quad (8)$$

Тобто, матимуть місце наступні залежності

$$\begin{cases} P_{ij} = R_{Xij} + F_{Tij} = R_{Xij} + \sigma_{1ij} S_{1ij} \\ P_{Yij} = R_{Yij} + F_{Tij} = R_{Yij} + \sigma_{1ij} S_{1ij} \\ P_{ij} = R_{Zij} + F_{Tij} = R_{Zij} + \sigma_{1ij} S_{1ij} \end{cases} \quad (9)$$

Розглянувши відхилення різця в горизонтальній площині проєкцій, маємо:

$$\begin{cases} P_X = R_X + F_T = R_X + \sigma_1 S_1 \\ P_Y = R_Y + F_T = R_Y + \sigma_1 S_1 \end{cases} \quad (10)$$

$$P_X = R_X + F_T = R_X + P_Y - R_Y, \quad (11)$$

тобто

$$P_X - P_Y = R_X - R_Y. \quad (12)$$

Бачимо, що в ідеальному випадку для неспрацьованого різця величина контактної площі не впливатиме на перерозподіл сил.

Розглянемо реальний випадок. В цьому випадку контактна площа складатиметься із двох ділянок:

$$\begin{cases} -R_{Xij} \cos R_{Xij} + P_{ij} \cos P_{Xij} - \\ - F_{Tij} \cos P_{Xij} - F_{Tij} * \sin P_{Xij} \cos \theta_{ij} = 0 \\ -R_{Yij} \cos R_{Yij} + P_{ij} \cos P_{Yij} - \\ - F_{Tij} \cos P_{Yij} - F_{Tij} * \sin P_{Yij} \sin \theta_{ij} = 0 \\ -R_{Zij} \cos R_{Zij} + P_{ij} \cos P_{Zij} - \\ - F_{Tij} \cos P_{Zij} - F_{Tij} * \sin P_{Zij} = 0 \end{cases} \quad (13)$$

$$\begin{cases} P_{ij} \cos P_{Xij} = R_{Xij} \cos R_{Xij} + \\ + F_{Tij} \cos P_{Xij} + F_{Tij} * \sin P_{Xij} \cos \theta_{ij} \\ P_{ij} \cos P_{Yij} = R_{Yij} \cos R_{Yij} + \\ + F_{Tij} \cos P_{Yij} + F_{Tij} * \sin P_{Yij} \sin \theta_{ij} \\ P_{ij} \cos P_{Zij} = R_{Zij} \cos R_{Zij} + \\ + F_{Tij} \cos P_{Zij} + F_{Tij} * \sin P_{Zij} \end{cases} \quad (14)$$

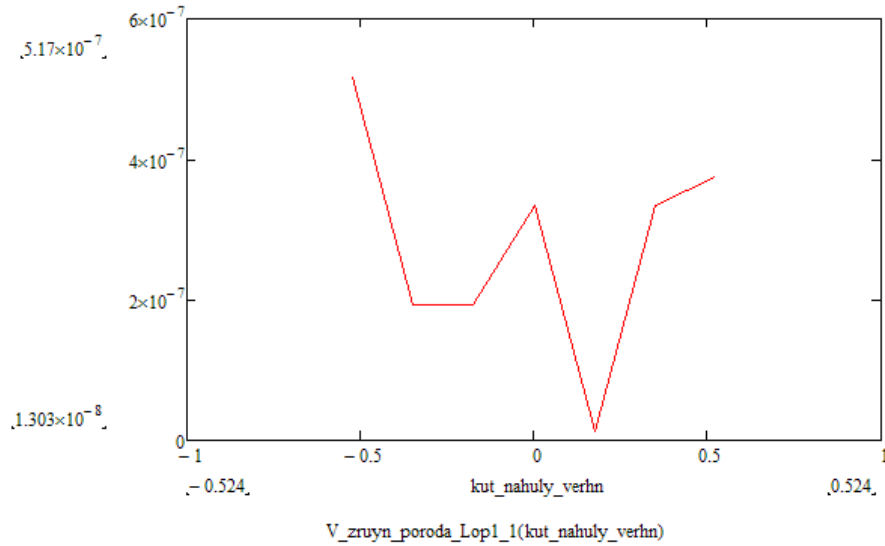
$$\begin{aligned} P_{ij} \cos P_{Xij} &= R_{Xij} \cos R_{Xij} + S_{1ij} \cdot f_{lij} \sigma \cos P_{Xij} + \\ &+ 0,786 \sigma f_{2ij} * 2 \sqrt{\left(\frac{r_{i+1,j} - r_{ij}}{\cos Py_{ij}}\right)} \cdot \left(2Rp_{ij} - \left(\frac{r_{i+1,j} - r_{ij}}{\cos Py_{ij}}\right)\right) \times \\ &\times \left(\frac{r_{i+1,j} - r_{ij}}{\sin Py_{ij}}\right) * \sin P_{Xij} \cos P_{Tij}; \\ P_{ij} \cos P_{Yij} &= R_{Yij} \cos R_{Yij} + S_{1ij} \cdot f_{lij} \sigma \cos P_{Xij} + \\ &+ 0,786 \sigma f_{2ij} * 2 \sqrt{\left(\frac{r_{i+1,j} - r_{ij}}{\cos Py_{ij}}\right)} \cdot \left(2Rp_{ij} - \left(\frac{r_{i+1,j} - r_{ij}}{\cos Py_{ij}}\right)\right) \times \\ &\times \left(\frac{r_{i+1,j} - r_{ij}}{\sin Py_{ij}}\right) * \sin P_{Xij} \sin P_{Yij}; \\ P_{ij} \cos P_{Zij} &= R_{Zij} \cos R_{Zij} + S_{1ij} \cdot f_{lij} \sigma \cos P_{Zij} + \\ &+ 0,786 f_{2ij} \sigma * 2 \sqrt{\left(\frac{r_{i+1,j} - r_{ij}}{\cos Py_{ij}}\right)} \cdot \left(2Rp_{ij} - \left(\frac{r_{i+1,j} - r_{ij}}{\cos Py_{ij}}\right)\right) \times \\ &\times \left(\frac{r_{i+1,j} - r_{ij}}{\sin Py_{ij}}\right) * \sin P_{Zij}, \end{aligned} \quad (15)$$

При цьому, об'єм зруйнованої породи може бути визначено як:

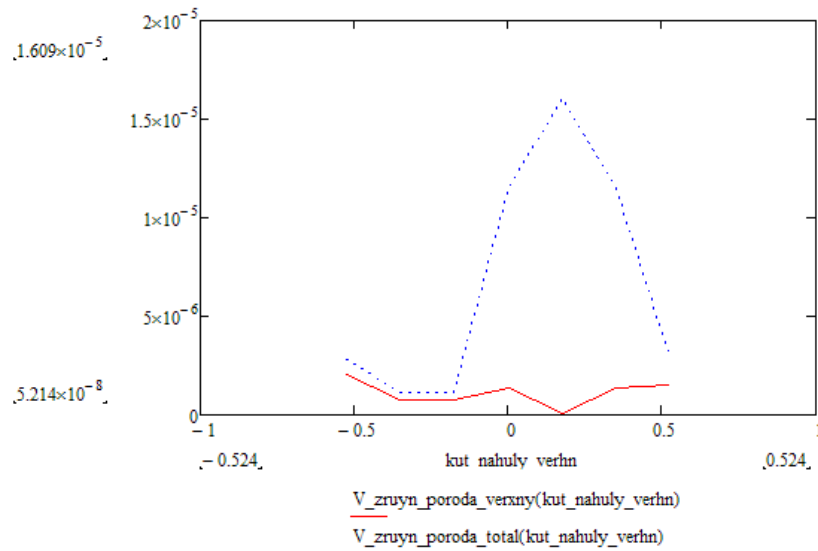
$$V_{ij} = S_{1ij} \cdot t_{ij}. \quad (16)$$

Результати моделювання

Для моделювання були вибрані долота із кутами нахилу забірної частини $\xi = \pm 30^0, \pm 20^0, \pm 10^0, 0^0$ градусів. Діаметр різців становив $d_1=13$ мм. На лопаті було встановлено 11 різців, причому 4 – на різальній частині лопаті, решта – на калібрувальній.



kut_nahuly_verhn – ξ -кут нахилу різальної частини, *V_zruyn_poroda* – об’єм зруйнованої породи
Рисунок 5 – Визначення об’єму зруйнованої породи при зміні ξ -кута нахилу різальної частини від -30 до +30 градусів (для різців, розміщених у верхній частині)



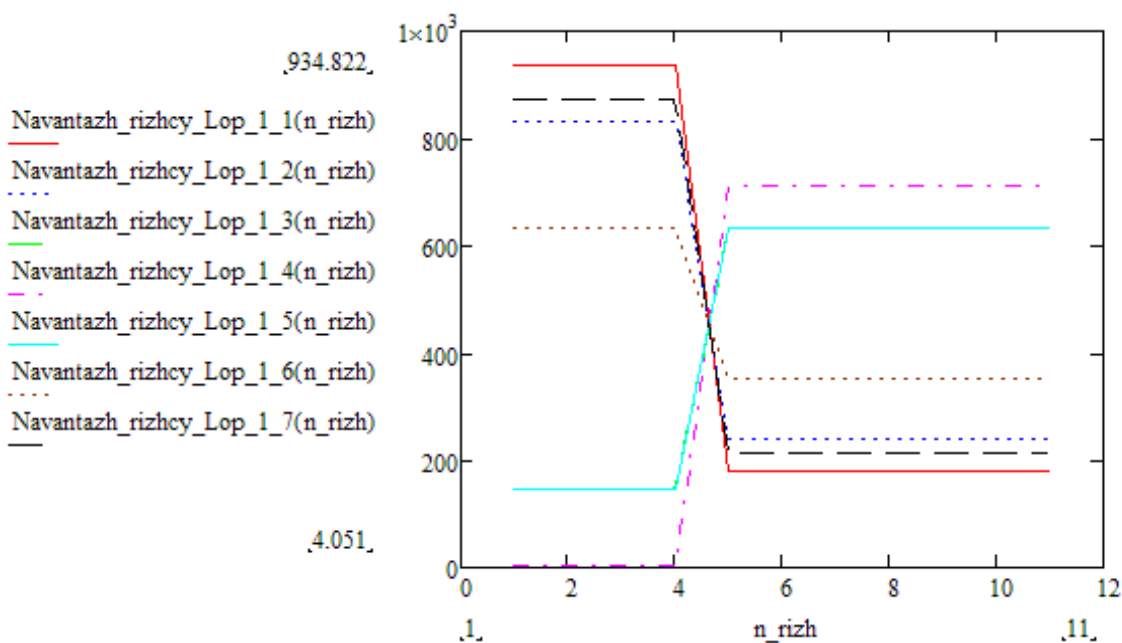
kut_nahuly_verhn – ξ -кут нахилу різальної частини, *V_zruyn_poroda* – об’єм зруйнованої породи
Рисунок 6 – Визначення об’єму зруйнованої породи при зміні ξ -кута нахилу різальної частини від -30 до +30 градусів (для різців, розміщених у верхній частині та всіх різців, розміщених на лопаті)

Для кожного встановленого на лопаті різця було визначено об’єм зруйнованої породи. На рисунках 5 та 6 показано величини об’ємів зруйнованої породи для кожного різця, встановленого на лопаті, при змінних ξ -кутах нахилу забірної частини.

Бачимо, що зміна кута нахилу різальної частини викликає перерозподіл об’ємів зруйнованої породи. Розглядалися долота із незношеними різцями, навантаження яких розподілялося пропорційно об’єму до зруйнованої породи. Так, для при $\xi = \pm 10^0; 0^0$ та $\xi = 20^0; 30^0$ біль-

ший обсяг руйнування припадає на перші різці, розміщені поза різальною частиною, що викликає їхнє інтенсивне спрацювання. За кута $\xi = 10^0$ існує тенденція до зниження величини об’єму породи, зруйнованої різцями, розміщеними на калібрувальній частині.

Бачимо, що зміна кута нахилу різальної частини викликає перерозподіл навантаження на різці долота. За кута $\xi = -30^0, -20^0$ навантаження здебільшого прикладене до різців, розміщених на різальній частині. При $\xi = \pm 10^0; 0^0$



n_rizh номер різця, встановленого на лопаті

Рисунок 7 – Момент, що генерується різцями лопаті для різних значень зміни ξ -кута нахилу різальної частини від -30 до $+30$ градусів при навантаженні, визначеному залежно від об'єму зруйнованої породи

та $\xi = 20^0; 30^0$ більшість навантаження припадає на перші різці, що розміщені поза забірною частиною частин, що стає причиною їхнього підвищеного спрацювання. Так, за кута $\xi = 10^0$ існує тенденція до зниження навантаження на різці, розміщеному на калібрувальній частині.

Сучасною тенденцією щодо конструювання доліт аналізованого типу є балансування його окремих елементів. Тому наступним етапом було дослідження динамічних характеристик окремої лопаті та долота загалом. За сучасного рівня розвитку долотобудування, зміна ξ -кута нахилу різальної частини не є керованою як в цій роботі, а визначається з геометричних міркувань. В цій статті верхніми вважаються різці, розміщені від частини лопаті, близької до осі свердловини, і до частини, де кут між дотичною до контуру лопаті і твірною свердловини (дотичної на площину проекції, що містить твірну та вісь свердловини) складає 60^0 .

Для заданих кутів нахилу різальної частини долота числа і розмірів різців було визначено координати різців як однієї лопаті, так і всього долота. Було визначено відстані до центра долота та величини моментів, що генерується однією лопаттю для різних кутів $\xi = \pm 30^0, \pm 20^0, \pm 10^0; 0^0$.

Для всього долота у випадку сталих сил, що діють на різці, ці моменти є збалансованими, тому не спостерігається відхилення долота від осі свердловини. Засобами MathCad було

згенеровано масиви випадкових навантажень, що діють на різці як одиничної лопаті, так і всього долота. Випадкові навантаження генерувалися за рівномірним законом, діапазон значень визначався у відповідності до визначеного попередньо навантаження. У такий спосіб імітувалася величина реакції, що діє із боку породи на різець для всіх 8 лопатей одного долота.

Аналогічним чином були визначені величини моментів для доліт із заданими кутами нахилу різальної частини долота. Моменти є хаотичними, немає чітко вираженої тенденції щодо їхніх величин, за винятком загальної тенденції щодо навантаження на різці долота. Бачимо, що генерований долотами момент є розподілений нерівномірно і зберігається загальна тенденція того, що при куті $\xi = -30^0, -20^0$ переважаючий момент генерується різцями, розміщеними на різальній частині. За кутів $\xi = \pm 10^0; 0^0$ та $\xi = 20^0; 30^0$ переважний за питомою вагою момент генерується першими різцями, розміщеними поза забірною частиною, спричиняючи їхнє підвищене спрацювання. При чому за $\xi = 10^0$ є тенденція до пониження моменту, генерованими різцями, розміщеними на калібрувальній частині.

Порівнюючи величини моментів, бачимо, що зі зростанням кута нахилу різальної частини спостерігається загальна тенденція до зростання величини узагальненого моменту.

Таблиця 1 – Максимальні значення моментів, що генеруються лопатями долота із різним кутом нахилу, Нм

Кут нахилу ξ	-30	-20	-10	0	10	20	30
Максимальний момент	101,714	67,495	102,747	105,86	101,583	105,338	91,771

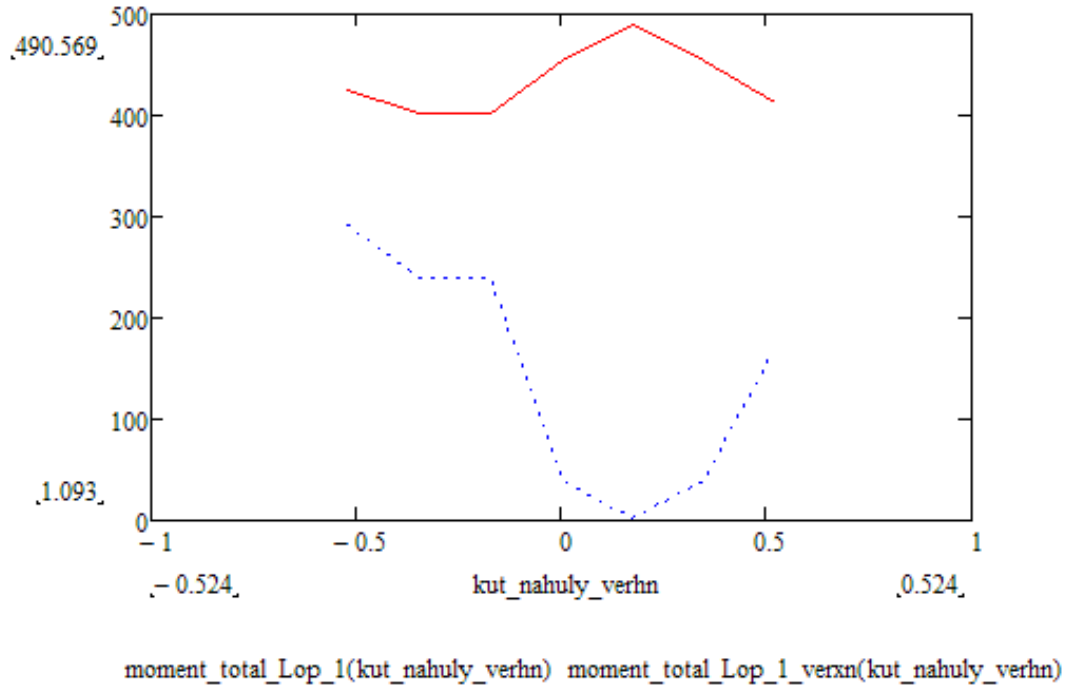


Рисунок 8 – Визначення моменту, що генерується різцями лопаті при зміні ξ -кута нахилу різальної частини від -30 до +30 градусів

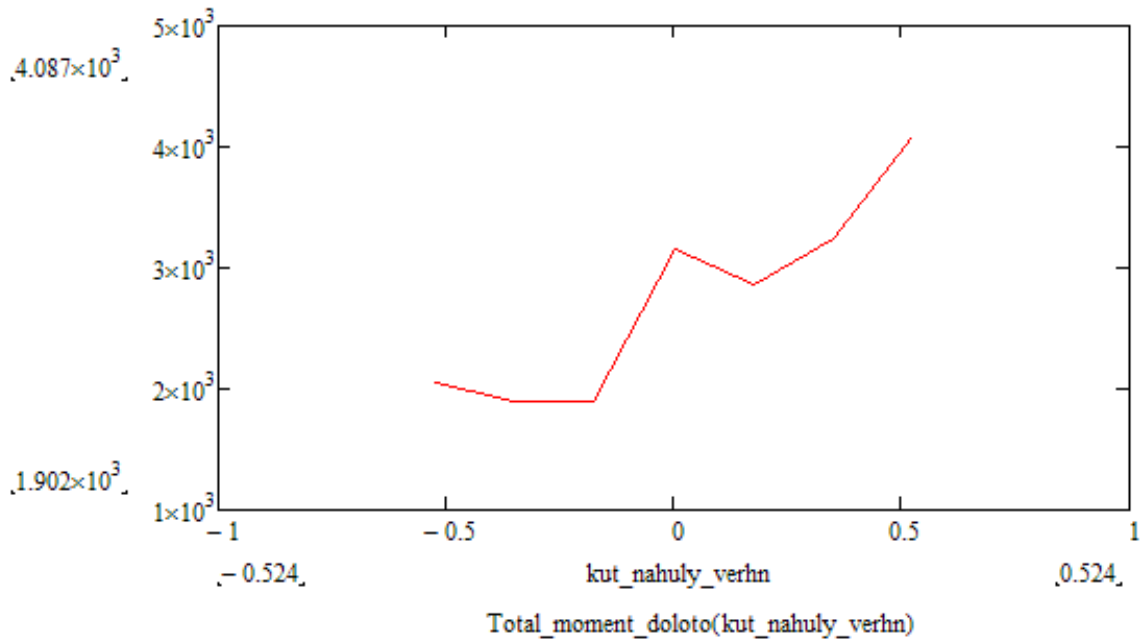


Рисунок 9 – Порівняння величин моментів, що генеруються долотами за різних кутів нахилу різальної частини долота

В статті було змодельовано ймовірні величини моментів, які генеруються лопатями долота із різним кутом нахилу різальної частини. В основу дослідження покладена модифікована модель різання одиничним різцем, розроблена Войтановичем і Куру, суть якої полягає у визначенні балансу сил, що діє на одиничний різець.

Встановлено, що зміна кута нахилу різальної частини викликає перерозподіл об'ємів зруйнованої породи. В даному підрозділ розглядалися долота із незношеними різцями, навантаження розподілялося пропорційно об'єму зруйнованої породи. Так, для при $\xi = \pm 10^0; 0^0$ та $\xi = 20^0; 30^0$ більший обсяг руйнування припадає на перші різці, що розміщені поза різальною частиною, що спричиняє їх підвищене спрацювання. Причому при $\xi = 10^0$ має місце тенденція до пониження величини об'єму породи, зруйнованої різцями, розміщеними на калібрувальній частині. Бачимо, що зміна кута нахилу різальної частини викликає перерозподіл навантаження на різці долота. При куті $\xi = -30^0, -20^0$ переважне навантаження припадає на різці, розміщені на різальній частині. При $\xi = \pm 10^0; 0^0$ та $\xi = 20^0; 30^0$ переважне навантаження припадає на перші різці, що розміщені поза різальною частиною, тим самим викликаючи їхнє підвищене спрацювання. Причому при $\xi = 10^0$ має місце тенденція до пониження навантаження на різці, розміщеному на калібрувальній частині. Момент, що генерується різцями лопаті, розподілений нерівномірно. Порівнюючи величини моментів, бачимо, що при зростанні кута нахилу різальної частини спостерігається загальна тенденція до зростання величини узагальненого моменту.

Збільшення сумарного кута закручування та сумарного відхилення спостерігається для різців, що найбільш віддалені від вибою свердловини. Найбільше зростання кутів закручування спостерігається для кута нахилу різальної частини у $\xi = 20$ градусів, найменше – для кута нахилу $\xi = -20$ градусів. Найбільше сумарне значення відхилення долота від осі свердловини спостерігалось для кутів нахилу $\xi = 10$ та 0 градусів, найменше – для кута мінус 20 градусів.

В подальшому планується вдосконалювати конструкцію різальної частини з метою мінімізації можливих коливань долота через неоднорідність порід.

1. Spanos P.D., Chevallier A.M., Politis N.P. Nonlinear stochastic drill-string vibrations. *Journal of Vibration and Acoustics*, Transactions of the ASME. 2002. Vol. 124. No. 4. pp. 512–518.

2. Fridman E., Mondì S., Saldivar B. Bounds on the response of a drilling pipe model. *IMA Journal of Mathematical Control and Information Advance Access published*. October 29, 2010.

3. Imaeva E.Sh. Vibration loads deep drilling equipment at random oscillations, abstract of PhD thesis ... in 05.02.13 speciality - "Machines, units and processes", Ufa, 2000

4. T. Richard, C. Gernay, E. Detournay SELF-EXCITED STICK-SLIP OSCILLATIONS OF DRAG BITS XXI ICTAM, 15-21 August 2004, Warsaw, Poland

5. E. Kreuzer and M.I Steid Model Order Reduction of a Drill-String-Model with Self-Excited Stick-Slip Vibrations PAMM · Proc. Appl. Math. Mech. 9, 295 – 296 (2009) / DOI 10.1002/pamm.200910121

6. A.K.Wojtanowicz, E. Kuru. Mathematical modeling of PDC bit drilling process based on a single-cutter mechanics *Journal of Energy Resources Technology-transactions of The Asme - J ENERG RESOUR TECHNOL*, 1993, vol. 115, no. 4, pp. 247-256.

7. Pei Ju, Zhenquan Wang, Yinghu Zhai, Dongyu Su, Yunchi Zhang, Zhaohui Cao. 2013, "Numerical simulation study on the optimization design of the crown shape of PDC drill bit", *J Petrol Explor Prod Technol*, 28.11.2013

8. B.Chiaia, M.Borr-Brunetto, A.Carpinteri Mathemaical Modeling of the Mechanics of Core Drilling in Geomaterials. *Machining Science ang Technology*, 17:1-25.

9. Pryhorovska T.O. PDC drill bits reliability modeling based on wear rate probabilistic estimation, Матеріали міжнародної науково-технічна конференція «Нафтогазова енергетика 2013», Івано-Франківськ, 7- 11 жовтня 2013 року.

References

1. Spanos, PD, Chevallier, AM & Politis, NP 2002, Nonlinear stochastic drill-string vibrations. *Journal of Vibration and Acoustics*, Transactions of the ASME. Vol. 124. No. 4. pp. 512–518.

2. Fridman, E, Mondì, SE & Saldivar, B 2010, Bounds on the response of a drilling pipe model, *IMA Journal of Mathematical Control and Information Advance Access published* October 29, 2010 <https://doi.org/10.1093/imamci/dnq024>

3. Imaeva, ESh. Vibration loads deep drilling equipment at random oscillations, abstract of PhD thesis ... in 05.02.13 speciality - "Machines, units and processes", Ufa, 2000 <https://www.jvejournals.com/article/15291>
4. T. Richard, C. Gernay & E. Detournay SELF-EXCITED STICK-SLIP OSCILLATIONS OF DRAG BITS XXI ICTAM, 15-21 August 2004, Warsaw, Poland <https://doi.org/10.1016/j.crme.2004.01.016>
5. Kreuzer, E & Steid, M 2009, Model Order Reduction of a Drill-String-Model with Self-Excited Stick-Slip Vibrations PAMM : Proc. Appl. Math. Mech. 9, 295 – 296 (2009). DOI 10.1002/pamm.200910121
6. Mathematical modeling of PDC bit drilling process based on a single-cutter mechanics A.K.Wojtanowicz, E. Kuru. *Journal of Energy Resources Technology-transactions of The Asme - J ENER RESOUR TECHNOL*, vol. 115, no. 4, pp. 247-256, 1993. <https://doi.org/10.1115/1.2906429>
7. Pei Ju, Zhenquan Wang, Yinghu Zhai, Dongyu Su, Yunchi Zhang & Zhaohui Cao 2013, "Numerical simulation study on the optimization design of the crown shape of PDC drill bit", *J Petrol Explor Prod Technol*, 28.11.2013. DOI: 10.1007/s13202-013-0091-9
8. Chiaia, B. Borr-Brunetto, M & Carpinteri A. Mathematical Modeling of the Mechanics of Core Drilling in Geomaterials. *Machining Science and Technology*, 17:1-25.
9. Pryhorovska, TO 2013, PDC drill bits reliability modeling based on wear rate probabilistic estimation: proceedings of the International Oil and Gas 2013 Scientific and Technical Conference, Ivano-Frankivsk, 7-11 october 2013.