

ЕЛЕМЕНТИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕОРІЇ ШАРОШКОВИХ ДОЛІТ ЗІ СФЕРИЧНИМИ ЗУБЦЯМИ

М. С. Воробйов, Б. С. Бережницький

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15; тел. 38 (098) 9307321,
e-mail: m e s h t a s h @ n i n g . e d u . u a

Розглядається розв'язання задачі визначення у першому наближенні часу взаємодії зубця зі сферичним різальним елементом тришарошкового долота з породою та максимальної динамічної сили удару. Цей розв'язок базується на відмові від класичного уявлення про миттєвість акту співудару. На відміну від контактної теорії взаємодії пружних тіл за Герцем, використана залежність між силою та їх зближенням з врахуванням пластичної деформації наприкінці фази максимального заглиблення зубця у породу. Розглянуто зубці шарошкових доліт типів Ш і В. Форма вибою після попереднього заглиблення в породу прийнята такою, що має сферичні пагорби між лунками. Приймається, що деформації під час ударів зубця виникають лише у зоні пагорбів, при цьому масами об'ємів матеріалу породи та зубця, які деформуються, можна знехтувати. Введено поняття зведеної маси частини породи, яка руйнується, і частини маси бурильної колонни, яка розподіляється на дану шарошку, а також маси шарошки. Окремо розглядається можливість визначення часу і максимальної сили удару на етапах заглиблення в породу та виходу зубця із взаємодії з нею. На етапі виходу зубця враховано пластичну деформацію матеріалу породи та її пружну віддачу. Вказані параметри визначено як без врахування моменту інерції шарошки, так із його врахуванням. Показано, що при косому ударі зубця по пагорбу з врахуванням моменту інерції шарошки потрібно знати коефіцієнт тертя породи і зубця та початкову швидкість шарошки. При цьому окремо розглядається нормальна та дотична складові сили вказаного удару зубця по пагорбу, з яких під дією дотичної складової відбувається сколювання породи. Запропоновано аналітичні залежності з визначення модуля нормальної і дотичної складової сил ударної взаємодії, а також їх максимальне значення. Схема запропонованої контактної-пластичної взаємодії зубця шарошки з рейковим вибоєм проілюстрована одним рисунком.

Ключові слова: зубець, шарошка, долото, порода, вибій, косий удар.

Рассматривается решение задачи определения в первом приближении времени взаимодействия зубца со сферическим режущим элементом трёхшарошечного долота с породой и максимальной динамической силы удара. Это решение базируется на отказе от классической теории представления о мгновенности акта соударения тел. В отличие от контактной теории взаимодействия упругих тел по Герцу использована зависимость между силой и их сближением с учётом пластической деформации в конце фазы максимального углубления зуба в породу. Рассмотрены зубцы шарошечных долот типов Ш и В. Принято, что форма забоя после предварительного углубления в породу имеет сферообразные возвышения между лунками. Считается, что деформации при ударе зубца о породу возникают только в зоне возвышений, поэтому массами объёмов материала деформированных породы и зубца можно пренебречь. Введено понятие приведенной массы разрушаемой части породы и части массы бурильной колонны, распределяющейся на данную шарошку, а также массы шарошки. Отдельно рассматривается определение времени и максимальной силы удара на этапах углубления в породу и выхода зубца из неё. На этапе выхода зубца учтена пластическая деформация материала породы, а также её упругая отдача. Указанные параметры определяются как без учёта, так и с учётом моментов инерции шарошки. Показано, что для расчёта времени воздействия с учётом момента инерции шарошки при косом ударе зубца по возвышению необходимо знать коэффициент трения зубца о породу и начальную скорость шарошки. При этом отдельно рассматриваются нормальное и касательное составляющее силы указанного удара зубца по возвышениям, с которых под воздействием касательной составляющей происходит скалывание породы. Предложены аналитические зависимости для определения модуля нормальной и касательной составляющих сил ударного взаимодействия, а также указаны их максимальные значения. Схема контактнo-пластического взаимодействия зуба шарошки с реечным забоем проиллюстрирована одним рисунком.

Ключевые слова: зубец, шарошка, долото, порода, забой, косой удар.

The article deals with solving the problem of determination in the first approximation of the time of the interaction of tricone bit tooth with the rock and the maximum dynamic impact force. Considered the roller bit teeth are of types Sh and B. The shape of the bottom hole after the previous penetration the rock is adopted as having spherical mounds between paths. It is believed that deformations during the impact of the tooth occur only in the

area of the mounds, neglecting the masses of the rock material being deformed. The concept of the consolidated mass of the part of the rock, which is disintegrated and sections of the mass of the drill string with a roller bit is introduced. Separate consideration is given to determining the time and maximum impact force at the stages of sinking the rock and the raising of the tooth from it. In raising the plastic deformation of the material of the rock and its elastic return are taken into account. The determination of these parameters is carried out both without considering the moment of inertia of the roller bit, as well as taking into account this moment. It is shown that during the oblique impact of the tooth on the mound, taking into account the moment of inertia of the roller bit, it is necessary to know the coefficient of friction of the rocks over the tooth and the initial acceleration of the roller bit. In this case, the normal and the tangential component of the force of the specified impact of the tooth on the mound is considered separately. Were suggested analytical dependences for determination of the normal and tangent component of the shock interaction force module, as well as their maximum value.

Key words: tooth, roller cutter, bit, bottomhole, well, rock, oblique impact.

Вступ. Підвищення техніко-економічних показників буріння нафтогазових свердловин залежить як від використання нового сучасного обладнання, так і розуміння процесів руйнування породи на вибої свердловини. Сучасні розрахункові методики аналізу кінематики та динаміки роботи шарошкових доліт при бурінні базуються на далеких від реальності припущеннях.

Час заглиблення зубця в породу визначається на базі недосконалих розрахункових схем, зокрема із залученням великої кількості експериментальних даних і нехтуванням конструктивної форми зубців шарошки [1-10].

Аналіз останніх досліджень і публікацій та висвітлення невирішених проблем

Кінематичний аналіз процесів взаємодії шарошкових доліт з породу проводиться, опираючись на використання поняття миттєвої осі, одна з точок якої визначається з умови рівності моментів сили тертя по різні боки від неї [11, 12]. Однак це твердження не є достатньо обґрунтованим, а саме поняття миттєвої осі можна використовувати лише тоді, коли виконуються такі три умови: 1) відносна швидкість точок контактування поверхонь двох тіл дорівнюють нулю; 2) поверхні взаємодіючих тіл постійно перебувають в контакті; 3) кожне з тіл, які контактують, є абсолютно твердим. Іншими словами, пари контактних тіл не повинні ковзати одне по одному, а тим більше деформуватися чи занурюватися одне в одне. Принцип же дії шарошок полягає в поступовому руйнуванні поверхні вибою внаслідок ковзання по ній зубця з різально-дроблячо-сколюючим витисненням її матеріалу зубцем. При цьому зубець стискається та згинається, а відстань від осі обертання шарошки до незруйнованої поверхні вибою змінюється [14, 15].

Метою статті є створення удосконаленої методики ударно-кінематичного аналізу взаємодії шарошки долота з вибоєм свердловини з врахуванням недоліків описаних методик.

Висвітлення основного матеріалу. Традиційно ударна взаємодія зубця шарошки з породу вибою базується на уявленні, що наступний зубець наносить удар по площинній поверхні вибою з висоти, яка дорівнює різниці вертикальних координат вершини цього зубця і площини вибою, на яку опирається попередній зубець. Але насправді попередній зубець по вертикалі вже заглибився у породу, а наступний раптово входить у контакт з хвилястою поверхнею вибою не за нормаллю.

Розглянемо процес входу в контакт зубця шарошки зі сферичним заокругленням робочої поверхні з пагорбом хвилястої поверхні вибою (рис. 1). Відомо, що зубці такої напівсферичної форми мають шарошкові долота типів Ш і В (наприклад, Ш-76К, В-190КП).

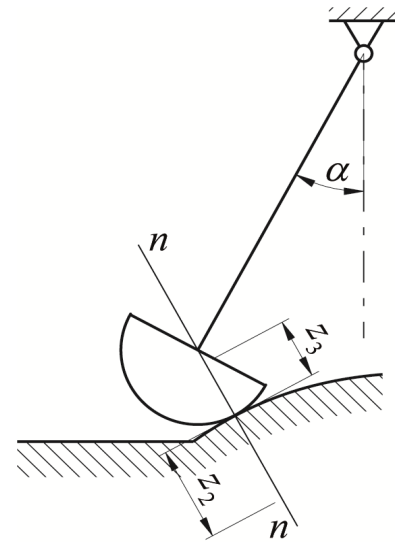


Рисунок 1 – Схема входу в контакт зуба шарошки зі сферичним заокругленням робочої поверхні та пагорба хвилястої вибою

При цьому вважатимемо, що профіль рейки вибою між лунками має сферичну форму, а сферичний зубець заглиблюється у породу на глибину, меншу за радіус сфери зубця.

Приблизне значення сили ударної взаємодії знайдемо з умови, що деформації при ударі виникають лише у зоні виступів [16]. Тоді масами об'ємів матеріалу, які деформуються, можна знехтувати, оскільки вони є відносно малими у порівнянні з масами частини колони бурильних труб і шарошки. У цьому випадку зв'язок між відносним зближенням z і силою Fz , яка виникає внаслідок деформації матеріалу пагорба вибою та зубця, можна прийняти таким, як і при статичному навантаженні контакту.

Оскільки зубець руйнує вибій, пружна його віддача (післядія) після певного проникнення зуба в зону контакту буде відбуватися з коефіцієнтом відновлення руху, меншим за одиницю. Це призводить до того, що криві «напруження-деформація» на етапі заглиблення зуба в породу (стиснення елементів) та етапі пружної віддачі зубом потенційної енергії вибою (розтиснення елементів) будуть різними.

На етапі стиснення використаємо закон неповного руйнування від ударної взаємодії у вигляді

$$\left. \begin{aligned} F_{zn} &= \beta_n z^n \\ F_{znl} &= \beta_{nl} z^s \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де F_{zn} - сила для пружної фази;

F_{znl} - сила для пластичної фази;

β_n - пружний коефіцієнт і n - показник степені пружної деформації;

β_{nl} - пластичний коефіцієнт і s - показник степені пластичної деформації, які визначаються експериментально.

Якщо позначити координату центра мас зони пагорба літерою z_6 , а зубця - z_3 , які відраховуються від положення початку контакту зубця, тоді зближення z можна визначити з рівняння

$$z = z_6 - z_3. \quad (2)$$

Система рівнянь процесу зближення пагорба вибою та зубця тоді буде мати вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_6 z_6 &= -F_z, \\ m_3 z_3 &= F_z. \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

де m_6, m_3 - відповідно ударні маси вибою та зубця.

Так отримаємо рівняння

$$z_6 - z_3 = -\frac{F_z (m_6 + m_3)}{m_6 m_3},$$

або

$$z = -\frac{F_z}{m_{36}}, \quad (4)$$

де

$$m_{36} = \frac{m_6 m_3}{m_6 + m_3}.$$

Проінтегруємо обидві частини рівняння (4):

$$0,5 \dot{z}^2 = -m_{36}^{-1} \int_0^z F_z dz + C.$$

Постійну інтегрування C знайдемо з умови $\dot{z}|_{t=0} = v_0$, тоді рівняння (4) набуде такого вигляду:

$$\dot{z}^2 - v_0^2 = -2m_{36}^{-1} \int_0^z F_z dz. \quad (5)$$

Коли зубець і пагорб максимально зближаться, відстань z буде дорівнюватиме нулю, тому

$$2m_{36}^{-1} \int_0^{z_{\max}} F_z dz = v_0^2.$$

Визначимо з (5) диференціал $\frac{dz}{dt}$:

$$\frac{dz}{dt} = \sqrt{v_0^2 - \frac{2}{m_{36}} \int_0^z F_z dz}$$

і після підстановки F_z з рівняння (1), та внутрішнього інтегрування отримуємо:

$$\frac{dz}{dt} = \sqrt{v_0^2 - \frac{2\beta_{nl} z^{n+1}}{m_{36}(n+1)}}. \quad (6)$$

Розв'язком рівняння (6) відносно часу заглиблення t_3 є вираз

$$t_3 = \int_0^{z_{\max}} \frac{dz}{\sqrt{v_0^2 - \frac{2\beta_{nl} z^{n+1}}{m_{36}(n+1)}}} = \frac{1}{v_0} \int_0^{z_{\max}} [1 - az^{n+1}]^{\frac{1}{2}} dz, \quad (7)$$

де v_0 - початкова перед контактуванням вертикальна складова швидкості вершини зуба.

Оскільки $a = \frac{2\beta_{nl}}{v_0^2 m_{36}(n+1)}$ інтеграл у вигляді (7) неможливо виразити через елементарні функції у кінцевому вигляді, тому розкладемо вираз $[1 - az^{n+1}]^{\frac{1}{2}}$ у біноміальний ряд:

$$\begin{aligned} [1 - az^{n+1}]^{\frac{1}{2}} &= 1 + \frac{a}{2} z^{(n+1)} + \frac{3a^2 z^{2(n+1)}}{4} + \\ &+ \frac{5a^3 z^{3(n+1)}}{16} + \dots \end{aligned}$$

Використовуючи ряд до третього члена, отримаємо для t_3 :

$$t_3 = \left[z_{\max} + \frac{a}{2(n+2)} z_{\max}^{(n+2)} + \frac{3a^2}{8(n+1,5)} z_{\max}^{2(n+1,5)} \right] \frac{1}{v_0}. \quad (8)$$

Після підстановки значення $F_{z_{np}}$

$$F_{z_{np}} = \frac{2(z - z_{nl})^{3/2}}{3 \left(\frac{1 - \mu_b^2}{E_b} + \frac{1 - \mu_3^2}{E_3} \right) (z_b + z_3)} = \beta_{np} (z - z_{nl})^{3/2} \quad (9)$$

для випадку пружного контакту кульки з вибоєм час виходу із взаємодії зубця з породою для t_e є вираз

$$t_b = \int_{z_{\max}}^0 \frac{dz}{\sqrt{v_0^2 - 2m_{3b} \int_0^z F_z dz}} = \int_{z_{\max}}^0 \frac{dz}{\sqrt{v_0^2 - \frac{4m_{3b}\beta_{np}(z - 2z_{nl})^{5/2}}{5}}} = \frac{1}{v_0} \int_{z_{\max}}^0 \frac{dz}{\sqrt{1 - b(z - z_{nl})^{5/2}}} = \frac{1}{v_0} \int_{z_{\max}}^0 [1 - b(z - z_{nl})^{5/2}]^{-1/2} dz. \quad (10)$$

Після розкладання в біноміальний ряд та інтегрування отримуємо

$$t_e = \left[(z_{\max} - z_{nl}) + \frac{2b}{5} (z_{\max} - z_{nl})^{5/2} + \frac{3b^2}{32} (z_{\max} - z_{nl})^{7/2} \right] \cdot \frac{1}{v_0}. \quad (11)$$

У рівняння (9-10) позначимо

μ_b і μ_3 - коефіцієнти Пуассона відповідно матеріалу вибою та зубця;

E_b і E_3 - модулі потужності відповідно матеріалу вибою та зубця;

r_b і r_3 - радіуси відповідно сферичних пагорбів (дна) вибою та сферичного зубця;

b - коефіцієнт розкладу

$$b = \frac{4m_{3b}\beta_{np}}{5v_0^2} = \frac{8m_{3b}r_b r_3}{15v_0^2 \left(\frac{1 - \mu_b^2}{E_b} + \frac{1 - \mu_3^2}{E_3} \right) (r_b + r_3)}$$

Кінцеве залишкове переміщення z_x визначається з умови $Fz_{nl} = Fz_{np}$.

Так

$$z_x = z_{\max} - \left(\frac{\beta_{nl} z_{\max}^n}{\beta_{np}} \right)^{2/3}. \quad (12)$$

Розв'язуючи рівняння (6) відносно z , знайдемо його максимальне значення:

$$z_{\max} = \left[\frac{m_{3b} v_0^2 (n+1)}{2\beta_{np}} \right]^{(S+1)^{-1}}. \quad (13)$$

Тоді

$$F_{z_{\max}} = \beta_n \cdot z_{\max}^n = \left[\frac{m_{3b} v_0^2 (n+1)}{2} \beta_n^{1/n} \right]^{(n+1)}. \quad (14)$$

Точка прикладання максимальної сили розташована не на поверхні контакту, а на деякій глибині під нею.

Сили, які виникають при косому ударі зубця шарошки по пагорбу, розкладаються на нормальну та дотичну складові. У зв'язку із складністю точного розв'язання задачі при одночасній дії нормальних і дотичних сил приблизний її розв'язок здійснюємо на припущенні, що дотичні сили пропорційні нормальним з коефіцієнтом

$$\mu_{3b} = \frac{\mu_b \cdot \mu_3}{\mu_b + \mu_3},$$

тобто

$$\frac{F_{z_{nl}}}{F_{z_{np}}} = \frac{F_{\tau_{np}}}{F_{z_{np}}} = \mu_{3b} = const = \frac{F_{\tau_{nl \max}}}{F_{z_{nl \max}}}.$$

Нормальна сила стиску при цьому буде складатися як із частини осьового зусилля, так і проекції сили косоного удару, тобто

$$F_z = \frac{G}{3z_i} + \frac{I_{uu} \varepsilon_{uu} \cdot \cos(0,5\varphi_3 \pm \rho)}{r^2} \sin \alpha,$$

де G - осьове зусилля;

I_{uu} - момент інерції шарошки;

ε_{uu} - кутове прискорення шарошки при раптовому прикладанні в'язі з боку вибою;

φ_3 - кроковий кут зубців;

ρ - коефіцієнт тертя між породою і зубцем;

α - кут нахилу шарошки до горизонталі;

r - радіус сфери зуба;

z_i - кількість зубців даної шарошки, які приймають участь в ударній взаємодії з вибоєм.

Дотична сколююча динамічна складова сили косоного удару дорівнює

$$F_{\tau} = \frac{I_{uu} \varepsilon_{uu} \cdot \cos(0,5\varphi_3 \pm \rho)}{r^2} \cos \alpha.$$

Максимальне значення ударної сили можна визначити за формулою

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{z_{\max}}^2 + F_{\tau_{\max}}^2} = F_{z_{\max}} \sqrt{1 + \mu_{3b}^2},$$

де μ_{3b} - зведений коефіцієнт Пуассона відповідного матеріалу вибою та зубців, рівний

$$\frac{\mu_3 \mu_b}{\mu_3 + \mu_b}.$$

Висновки

Проведені дослідження взаємодії зубця зі сферичним різальним елементом тришарошкового долота з породою з врахуванням косоного удару дозволяє констатувати:

1. Час заглиблення зубця в породу не дорівнює часу виходу із взаємодії зубця з породою. При повному руйнуванні пагорба останній буде відсутнім.

2. Максимальні сили удару зубця по пагорбу вибою з пружно-пластичного матеріалу при заглибленні та виході із взаємодії не дорівнюють одна одній через наявність залишкових деформацій.

3. Сколююча дія зубця є наслідком динамічної дії шарошки у вигляді косоного удару по пагорбу вибою.

Література

1. Молдавцев С. А., Векерик В. І. Динаміка шарошкового долота і бурильного інструменту в процесі буріння : моногр. Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2006. 182 с.

2. Яким Р.С. Шляхи підвищення довговічності замкового підшипника відкритих опор тришарошkových бурових доліт для високооборотного буріння. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2014. № 2(51). С. 95-106.

3. Крижанівський Є.І., Яким Р.С., Шмандровський Л.Є., Петрина Д.Ю.. Аналіз працездатності опор Р-К-Р тришарошkových бурових доліт. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2008. № 2 (27). С.25–34.

4. Шамов Н.А., Артамонов В.Ю. К механизмам разрушения породы при высокооборотном шарошечном бурении и волновых явлениях на забое. *Нефтегазовое дело*. 2013. №3. С.34-45.

5. Богомоллов Р.М., Сериков Д.Ю. Совершенствование геометрии вооружения периферийных венцов шарошек буровых долот. *Сфера. нефть и газ*. 2018. №5(67). С. 38-42. http://www.s-ng.ru/pdf/main_2291.pdf

6. Сынков В.Г., Кононыхин С.В., Повзун А.И., Кернис П.С. Исследование бурового инструмента с ударным и режущим воздействием твердосплавных зубков на забой. *Физико-технические проблемы горного производства*. 2016. № 18. С. 194-203.

7. Сериков Д.Ю., Гринев А.М. Исследование проскальзывания вооружения шарошечных буровых долот. *Территория нефтегаз*. 2016. № 7-8. С. 20-27.

8. Сериков Д.Ю. Повышение эффективности шарошечных буровых долот для реактивно-турбинного бурения. *Территория нефтегаз*. 2016. № 3. С. 40-47.

9. Симонов В.В., Выскребцов В.Г. Работа шарошечных долот и их совершенствование. М.: Недра, 1975. 365 с.

10. Бугай Ю.Н., Воробйов Н.С. Центробежно-армированный породоразрушающий буровой инструмент. Львов: Выща школа, 1989. 205 с.

11. Воробйов М. С., Лисканич М.В. Деякі проблеми аналізу та синтезу елементів бурових верстатів у процесі буріння шарошковими долотами. *Тези II міжнародної науково-технічної конференції «Машини, обладнання і матеріали для напроцужування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018»*. Івано-Франківськ, 2018. С.108-110.

12. Палий П. А., Корнеев К.Е. Буровые долота. М.: Недра, 1971. 446 с.

13. Павловський М. А. Теоретична механіка. Київ: Техніка, 2002. 160 с.

14. Бережницький Б.С., Воробйов М.С. Спотворення кута повороту шарошки долота. *Тези II міжнародної науково-технічної конференції «Машини, обладнання і матеріали для напроцужування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018»*. Івано-Франківськ, 2018. С. 106-107.

15. Бережницький Б.С., Воробйов М.С. Кінематика шарошкового бурового долота з прямим граненим зубом. *Прикарпатський вісник НТШ. Число*. 2018. 2(46) . С.210-217.

16. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: Машиностроение, 1976. 314 с.

References

1. Moldavtsev, SA & Vekeryk, VI 2006, *Dynamika sharoshkovoho dolota i burylnoho instrumentu v protsesi burinnia* [Dynamics of the rolling cutter drill bit and drill tool during the drilling process]. Fakel. Ivano-Frankivsk. (in Ukrainian)

2. Iakym, RS 2014, *Shliakhy pidvyshchennia dovhovichnosti zamkovoho pidshypnyka vidkrytykh opor trysharoshkovykh burovkykh dolit dlia vysokoobertovoho burinnia* [Ways of Operating Life Improvement of the Open Three-Cone Drilling Bit Rolling-Contact Bearings for High-Speed Drilling]. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch* [Prospecting and Development of Oil and Gas Fields]. no. 2(51). pp. 95-106. (in Ukrainian)

3. Kryzhanivskiy, YeI, Iakym, RS, Shmandrovskiy, LYe & Petryna, DYu 2008, Analiz pratsezdatsnosti opor R-K-R trysharoshkovykh burovykh dolit [Operability analysis of the supports RK-R of three-bush rock-cutter drill bits]. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch [Prospecting and Development of Oil and Gas Fields]*. no 2 (27). pp. 25–34. (in Ukrainian)
4. Shamov, NA & Artamonov, VYu 2013, K mehanizmam razrusheniya porody pri vysokooborotnom sharoshechnom burenii i volnovykh yavleniyah na zaboe. [By the mechanism of failure of rocks under high-speed roller-bit drilling and wave events at the bottomhole]. *Neftegazovoe delo [Oil and Gas Business]*. no.3. pp. 34-45. (in Russian)
5. Bogomolov, RM & Serikov, DYu 2018, Sovershenstvovanie geometrii vooruzheniya periferiynykh vencov sharoshek burovykh dolot [Development of geometrical arrangement of peripheral rolling-cutter teeth row]. *Sfera. Neft i gaz [Sphere oil and gas]*. no. 5(67). pp. 38-42. (in Russian)
6. Synkov, VG, Kononykhin, SV, Povzun, OI & Kernis, PS 2016, Issledovanie burovogo instrumenta s udarnym i rezhuschim vozdeystviem tverdospdavnykh zubkov na zaboy [Research of technological parameters of blasthole drilling with cutter drilling bits which have pins of different rigidity] *Fiziko-tehnicheskie problemy gornogo proizvodstva [Physical and technical problems of mining]*. no. 18. pp. 194-203. (in Russian) <http://dspace.nbu.gov.ua/bitstream/handle/123456789/140610/19-Synkov.pdf?sequence=1>
7. Serikov, DYu., Grinev, AM 2016, Issledovanie proskal'zyvaniya vooruzheniya sharoshechnykh burovykh dolot [Study of rock drill bits cutting structures slip]. *Teritoriya neftegas [Oil and gas territory]*. no. 7-8. pp. 20-27. (in Russian) file:///D:/Скачування/336-335-1-PB.pdf
8. Serikov, DYu 2016, Povyshenie effektivnosti sharoshechnykh burovykh dolot dlya reaktivno-turbinного bureniya [Roller drilling bits efficiency improvement for reactive turbo drilling]. *Teritoriya neftegas[oil and gas territory]*. no. 3. pp. 40-47. (in Russian) file:///D:/55465/257-256-1-PB.pdf.
9. Simonov, VV & Vyskrebcev, VG 1975, Robota sharoshechnykh dolot i ih sovershenstvovanie [Operation of roller cone bits and their improvement]. Nedra. Moscow. 365 p.
10. Bugay, YuN & Vorobyov, NS 1989, Centrobezhno–armirovanny porodorozrushayushchiy burovoy instrument. Vyscha shkola. Lviv, 205 p. (in Russian)
11. Vorobiov, MS & Lyskanych, MV 2018, Deiaki problemy analizu ta syntezy elementiv burovykh verstativ u protsesi burinnia sharoshkovykh dolotamy. Some Problems of Analysis and Synthesis of Drilling Machine Elements in Drilling Chisel Drilling. Abstracts of the II International Scientific and Technical Conference "Machines, Equipment and Materials for Increasing the National Oil and Gas Production PGE - 2018". Ivano-Frankivsk. pp.108-110. (in Ukrainian)
12. Paliy, PA & Korneev, KE 1971, Burovye dolota [Drilling bits]. Nedra. Moscow. 446p. (in Russian)
13. Pavlovskiy, MA 2002, Teoretychna mekhanika [Theoretical mechanics]. Tekhnika. Kyiv. 160 p. (in Ukrainian)
14. Berezhnyskiy, BS & Vorobiov, MS 2018, Spotvorennia kuta povorotu sharoshy dolota. [Distortion of the rotation angle of the chisel]. Abstracts of the II International Scientific and Technical Conference "Machines, equipment and materials for increasing domestic oil and gas production PGE - 2018". Ivano-Frankivsk. pp. 106-107. (in Ukrainian) [https://doi.org/10.31471/2304-7399-2018-2\(46\)-210-217](https://doi.org/10.31471/2304-7399-2018-2(46)-210-217)
15. Berezhnyskiy, BS & Vorobiov, MS 2018, Kinematyka sharoshkovoho burovoho dolota z priamym hranenym zubom [Kinematics of a roller cone bit with a direct facet tooth] . *Prykarpatskyi visnyk NTS. Chyslo. [Precarpathian bulletin of the Shevchenko Scientific Society. Number]*. no. 2(46). pp. 210-217. (in Ukrainian)
16. Panovko, YaG 1976, Osnovy prikladnoy teorii kolebaniy i udara [Fundamentals of the applied theory of bouncing and striking]. Mashinostroenie. Leningrad. 314 p. (in Russian)