

ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ НАВАНТАЖЕННЯ В ЗАМКОВОМУ ПІДШИПНИКУ ТРИШАРОШКОВОГО БУРОВОГО ДОЛОТА НА ЙОГО ДОВГОВІЧНІСТЬ

Р.С.Яким

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024
e-mail: public@nuing.edu.ua

Установлена аналитическая зависимость влияния эксплуатационных параметров шарошечного долота на выбор конструктивных и механических параметров шарового замкового подшипника при проектировании шарошечных буровых долот. Это открывает значительный резерв в повышении долговечности буровых шарошечных долот не только за счет внедрения достижений современного металловедения механики разрушения, но и путем оптимизации конструктивных параметров замкового подшипника.

The analytical dependence of the influence of cone rock bit exploitative parameters on the choice of ball-bearing constructive and mechanical parameters in the process of cone rock bits projection is determined. At opens considerable reserve in the increase of cone rock bits durability not only by the introduction of modern metals science and destruction mechanics achievements but also by ball-bearing constructive parameters optimization.

Однією з найбільш слабких ланок в серійному тришарошковому буровому долоті (Ш244,5) є замковий кульковий підшипник. Зокрема, при навантаженні на долото 250 кН і частоті його обертання 1 с^{-1} довговічність замкового підшипника може складати приблизно 12 годин. Внаслідок цього часто при розрахунках відносної довговічності долота беруть до уваги розрахункову довговічність замкового підшипника в замковій опорі. Отже, дослідження умов роботи замкового підшипника шарошкових доліт з метою створення теоретичної бази для знаходження резерву підвищення його довговічності, є актуальними.

Вивченню впливу технологічних і експлуатаційних факторів на довговічність замкового кулькового підшипника шарошкових бурових доліт присвячено роботи таких вчених як: Бейзельмана Р.Д., Виноградова В.И., Жидовцева Н.А., Крилова К.А., Малишева Д.Г., Палія П.А., Сорокіна Г.М., та ін. Оскільки автори по-різному оцінюють переважуючий вплив того чи іншого фактора умов експлуатації кулькового підшипника, існують суперечливі рекомендації щодо прогнозування довговічності підшипників опори шарошкового бурового долота.

Зокрема, в [1] вказано, що довговічність підшипників залежить від швидкості їх обертання. Тому автори ставлять вимоги щодо оптимізації режимів буріння.

За іншими даними [2, 3] довговічність замкового підшипника визначається його навантаженням. Щодо цього автори рекомендують підвищення довговічності опори здійснювати шляхом оптимізації озброєння шарошок.

В роботі [4] запропоновано при розрахунках підшипників шарошкових доліт враховувати критерій контактної міцності металу деталей долота. При цьому контактні напруження, які виникають в опорі, можна отримати зі співвідношень для підшипників кочення [5]. Проте, як

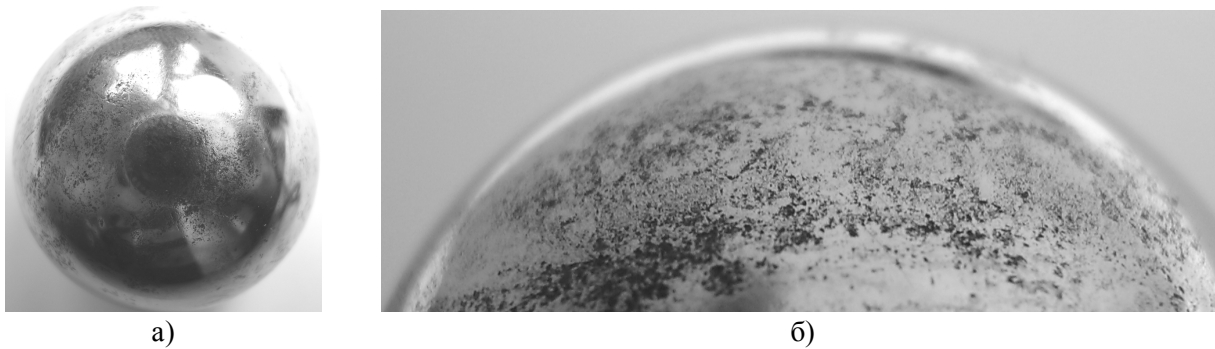
засвідчує аналіз умов, в яких працює замковий підшипник, точно спрогнозувати його ресурс на основі загальноприйнятих методів розрахунку на довговічність неможливо.

Автори [6] спостерігали значне розсіювання розмірів спряження опори внаслідок впливу технологічних факторів. Виходячи з того, що основним чинником, який визначає довговічність шарошкових доліт, є контактні напруження, рекомендується забезпечувати величину кута контакту в межах $30-50^\circ$.

Оскільки працездатність кулькового замкового підшипника визначається зношуванням кульок, у роботах [7, 8] рекомендується шукати резерв підвищення довговічності в підборі і оптимізації процесів змащення контактних поверхонь.

Дослідження роботи кулькових підшипників у водяному середовищі [9] засвідчили, що стирання поверхні кочення зумовлене головним чином диференціальним проковзуванням при перекошуванні кульки по жолобу. Втомні пошкодження на внутрішніх кільцях розташовуються по двох кільцевих зонах, симетричних осі жолоба; стирання здійснюється по решті площі контакту. Отже, робота сил тертя ковзання характеризує якість та кількість зношування підшипників кочення і є корисним показником для аналізу процесів зношування підшипників у тяжких умовах експлуатації. Проте, за даних умов прогнозувати вплив проковзування при перевантаженнях на процес схоплювання в зоні контакту неможливо.

Відомо [10], що в агресивних умовах експлуатації кулькових підшипників при прогнозуванні їх довговічності ефективним є використання енергетичного критерію, хоча теоретично оцінити можливість появи піттинга при значному зростанні навантаження за умов впливу багатьох факторів ще неможливо. Практика експлуатації доліт свідчить, що утворення піттингу



а) – загальний вигляд зношеної кульки;
 б) – збільшений вигляд в зоні інтенсивного корозійно-втомного руйнування кульки $\times 4p$

Рисунок 1 – Характерні ознаки втрати працездатності кульок замкового підшипника



а) – зношування бігової доріжки шарошки; б) – зношування бігової доріжки на опорі

Рисунок 2 – Характерні ознаки втрати працездатності бігових доріжок замкового підшипника

і наступне руйнування відбувається в зоні максимальних навантажень на бігових доріжках цапфи. При цьому на кульках замкового ряду можна спостерігати інтенсивне корозійно-втомне руйнування по смугах, що пов'язано з місцевими найвищими контактними навантаженнями (рис. 1).

Для усунення викладених вище суперечностей було поставлено завдання дослідження процесу виникнення контактних навантажень в замковому кульковому підшипнику.

Гіпотезою дослідження є твердження про те, що експлуатаційні навантаження визначають вимоги до конструкційних та механічних параметрів, які необхідно враховувати при проектуванні замкового кулькового підшипника. При цьому вважається, що поява піттингу спричинена специфічними контактними навантаженнями, які виникають через диференціальне проковзування кульки в процесі кочення по перекошених опорних поверхнях шарошки і цапфи.

Для аналітичного аналізу використовувався досвід експлуатації шарошкових доліт. Проводився також аналіз зношених елементів замкового підшипника тришарошкового бурового долота з опором ролик-кулька-ролик (РКР).

Встановлено, що в процесі роботи долота відбувається зсування шарошок до периферії свердловини. Величина цього зазору залежить

від осевого люфту замкового підшипника. Таке положення шарошки в процесі буріння засвідчує форма зношування опори (рис. 2).

Як відомо [11], величина контактних напружень в навантаженій зоні, що визначає довговічність підшипників, в кульковому радіально-упорному підшипнику залежить від величини кута контакту. Відповідно до цього, зі збільшенням ексцентриситету зовнішньої і внутрішньої бігових доріжок число тіл кочення, які одночасно знаходяться під навантаженням, зменшується і відповідно зростають контактні напруження. При експлуатації долота збільшення ексцентриситету спричинює зближення бігових доріжок. Це спричинює одностороннє спрацювання бігової доріжки кулькового замкового підшипника на цапфі (рис. 3).

Одночасно помічено утворення піттингів з наступним зростанням процесів глибинного схоплення в центральній частині жолоба бігової доріжки (рис. 4). Цей факт можна пояснити процесом проковзування кульки в момент імпульсного зростання навантаження на опорі.

Встановлено [12, 13], що критичні температурні спалахи в ділянці контакту призводять до зміни структури контактуючих поверхонь, що спричинює зниження фізико-механічних, хімічних показників, які визначають довговічність матеріалів при терті коченням. Подолання цієї проблеми можливе не тільки за рахунок



а

б

а – втомне руйнування бурта бігової доріжки;
б – викришування бурта бігової доріжки та сліди глибокого схоплення по поверхні.

Рисунок 3 – Характерні ознаки спрацювання бігової доріжки кулькового замкового підшипника на цапфі



Рисунок 4 – Слід глибинного схоплення в центральній частині жолоба бігової доріжки

впровадження досягнень сучасного металознавства, а й забезпеченням оптимального напруження в зоні контакту при терті кочення, усуненням чи послабленням факторів, що спричинюють проковзування.

Отже, відповідно до поставлених завдань і гіпотези дослідження, враховуючи проведений аналіз руйнування замкового підшипника, розглянемо основні закономірності процесу деформування елементів кулькових рядів опори долота в зоні навантаження й проаналізуємо вплив виникаючих опорів на особливості кочення шарошок.

Якщо знехтувати тертям кульки по буртику бігових доріжок цапфи і шарошки, то з умови рівноваги сил, що діють на систему (рис. 5), з деяким спрощенням можна записати

$$\begin{cases} P_{ш} = P_{ц} \\ G_0 + P_{ш} = G_0 + P_{ц} \\ 2r_0P_{ш} = \lambda_{ш}F_{ш} + \lambda_{ц}F_{ц} \end{cases} \quad (1)$$

де: $P_{ш}$, $P_{ц}$ – сили тертя кульки по бігових доріжках шарошки і цапфи;

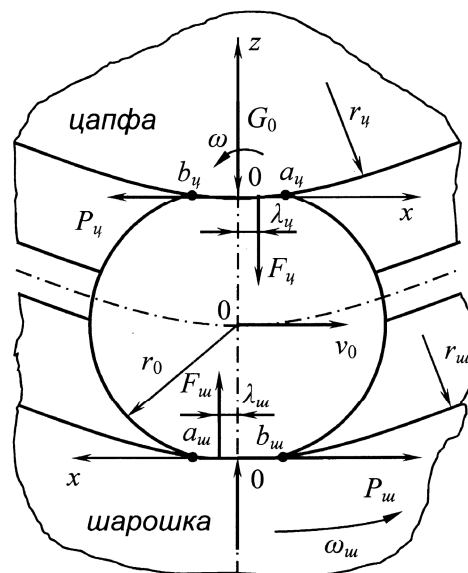


Рисунок 5 – Схема процесу кочення і деформації контактних поверхонь тіл кочення кулькового замкового ряду опори

G_0 – сила, що стискає кульку між біговими доріжками шарошки і цапфи;

$F_{ш}$, $F_{ц}$ – сила опору обертання кульки, що чинить шарошка і цапфа;

$\lambda_{ш}$, $\lambda_{ц}$ – переміщення сил тертя в бік обертання

Оскільки сила опору обертання кульки

$$F_i = \iint P(x, y) dx dy, \quad (2)$$

то момент опору обертанню кульки

$$M_i = \lambda_i F_i = \iint P(x, y) x dx dy. \quad (3)$$

При деформації площа контакту кульки з біговими доріжками шарошки і цапфи в координатах $Oxuz$ буде складати просторову площину (вісь Oz спрямована перпендикулярно до площини рисунка). Для спрощення рішень поставленої задачі прийемо, що в напрямку осі

Оу питомий тиск розподілено рівномірно. Згідно з конструкцією бігової доріжки цапфи довжина площі контакту буде приблизно дорівнювати радіусу кульки $\approx r_0$, тоді:

$$\begin{cases} G_0 \approx r_0 \int_{b_i}^{a_i} P(x) dx \\ M_i \approx r_0 \int_{b_i}^{a_i} P(x) x dx \end{cases} \quad (4)$$

де: r_0 – радіус кульки;
 a_i, b_i – границі деформації площини контакту в напрямку осі Ox .

Якщо вісь Ox спрямувати в бік обертання для кожної площини контакту, то $b_i < 0$ і $a_i > 0$ ($|b_i| < a_i$).

Припустивши, що матеріали всіх тіл кочення і деталей опори однакові, можна визначити величину деформацій в довільному перерізі площі контакту кульки з цапфою:

$$\delta(x)_u \approx \delta_1 + \delta_2 \approx \delta_{01} - \frac{x^2}{2r_u} + \delta_{02} - \frac{x^2}{2r_0},$$

$$\text{або } \delta(x)_u \approx \delta_u - A_u x^2$$

де δ_1, δ_2 – складові деформації в перерізі площі контакту кульки з цапфою.

Деформація на площі контакту кульки з біговою доріжкою шарошки:

$$\delta(x)_{uu} \approx \delta_{uu} - A_{uu} x^2.$$

При цьому:

$$A_u = \frac{r_u + r_0}{2r_u r_0}, \quad A_{uu} = \frac{r_{uu} - r_0}{2r_{uu} r_0},$$

$$r_{uu} = r_u + 2r_0.$$

Отримані дані підтверджуються тим фактом, що характер руйнування бігових доріжок цапфи і шарошки є відмінним. Площа стикання доріжки цапфи з кулькою є меншою за площу контакту кульки з доріжкою шарошки. Передформація матеріалу бігової доріжки в шарошки відбувається на більшу глибину, інколи це призводить до зародження та росту втомної тріщини, що призводить до розколювання шарошки. Це може бути пояснене глибшим заляганням в товщі матеріалу небезпечної точки на нормалі до контакту [14].

Отже, величина деформації в площині контакту в площинах контакту замкового підшипника визначатиметься за співвідношенням

$$\delta(x)_i \approx -A_i x^2 + \delta_{0i}. \quad (5)$$

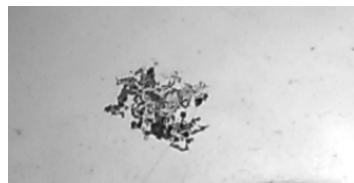
Якщо полюс O системи $Oxuz$ по площині контакту рухається з деякою швидкістю v_i , то абсциса довільної точки площі контакту відносно цієї системи буде зменшуватися з швидкістю

$$\frac{dx_i}{dt} = -v_i,$$

відповідно швидкість деформації в цій точці буде

$$\frac{d\delta(x)_i}{dt} = -2A_i x \frac{dx_i}{dt} = 2A_i x v_i.$$

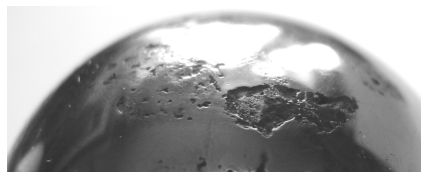
Вивчення зношених робочих поверхонь опор долота свідчить, що зношування і руйнування елементів опор відбувається шляхом пітінгоутворення з постійним розвитком на поверхнях кочення заглибин і впадин глибинного схоплення, що призводить до інтенсивного зношування розмірів тіл кочення. Як правило, на тлі окислювального зношування втомне руйнування тіл кочення замкового підшипника розвивається з пітінга зростанням фактора корозійного розтріскування переддеформованих шарів матеріалу (рис. 6).



а)



б)



в)

*а – пітінг на поверхні кульки $\times 10\rho$;
 б – схоплювання на тлі поширення корозійно-втомного руйнування поверхні кульки $\times 2,5\rho$;
 в – глибинне схоплювання на тлі прогресуючого корозійно-втомного руйнування $\times 2\rho$*

Рисунок 6 – Елементи стадій руйнування тіл кочення замкового підшипника

Зважаючи на викладене вище, приймемо, що між деформацією і питомими тиском на площі контакту кульки з біговими доріжками існує співвідношення [15]

$$\begin{cases} P(x)_i = K(x)_i + \mu\delta'(x)_i = \\ = K\left(\delta_{0i} - A_i x^2\right) + 2\mu v_i A_i x \\ x_1 = a_i ; \quad x_2 = b_i ; \\ x_1 = a_i ; \quad x_2 = b_i , \end{cases} \quad (6)$$

звідки:

$$\begin{cases} \delta_{0i} = A_i a_i^2 ; \\ a_i = \sqrt{b_i^2 - 2 \frac{\mu}{K} v_i b_i} ; \\ P(x)_i = A_i \left[K \left(b_i^2 - 2 \frac{\mu}{K} v_i b_i - x^2 \right) + 2\mu x v_i \right], \end{cases} \quad (7)$$

де: K – коефіцієнт жорсткості металу, $\left[\frac{H}{M^3} \right]$,
 μ – коефіцієнт внутрішнього тертя,
 $\left[\frac{H \cdot c}{M^3} \right]$.

З виразів і умов (6) і (7), отримаємо:

$$G_0 \approx r_0 \int_{b_i}^{a_i} P(x) dx = r_0 A_i \times$$

$$\times \left| K \left[\left(b_i^2 - 2 \frac{\mu}{K} v_i b_i \right) x - \frac{1}{3} x^3 \right] + \mu v_i x^2 \right|_{b_i}^{\sqrt{b_i^2 - 2 \frac{\mu}{K} v_i b_i}}$$

$$M_i \approx r_0 \int_{b_i}^{a_i} P(x) x dx = r_0 A_i \times$$

$$\times \left| K \left[\frac{1}{2} \left(b_i^2 - 2 \frac{\mu}{K} v_i b_i \right) x^2 - \frac{1}{4} x^4 \right] + \frac{2}{3} \mu v_i x^3 \right|_{b_i}^{\sqrt{b_i^2 - 2 \frac{\mu}{K} v_i b_i}}$$

Знехтувавши порівняно малими складовими, отримаємо:

$$\begin{cases} G_0 \approx 2r_0 A_i \frac{\mu^2 v_i^2}{K} |b_i| \\ M_i \approx \frac{2}{3} \mu r_0 A_i v_i \sqrt{\left(2 \frac{\mu}{K} v_i |b_i| \right)^3} \end{cases}$$

звідки момент опору обертанню кульки буде:

$$M_i \approx \frac{2}{3} \sqrt{\frac{G_0^3}{\mu r_0 A_i v_i}}$$

Для визначення глибини площі контакту і максимальної величини деформації отримаємо такі вирази:

$$\begin{cases} |b_i| \approx \frac{K G_0}{2 \mu^2 r_0 A_i v_i^2} \\ a_i \approx \left[\left(\frac{K G_0}{2 \mu^2 r_0 A_i v_i^2} \right)^2 + \frac{G_0}{\mu r_0 A_i v_i^2} \right]^{\frac{1}{2}} \\ \delta_{0i} \approx \frac{1}{A_i} \left(\frac{K G_0}{2 \mu^2 r_0 v_i^2} \right)^2 + \frac{G_0}{\mu r_0 v_i^2} \end{cases} \quad (8)$$

Відкинувши малі величини, одержимо:

$$a_i \approx \sqrt{\frac{G_0}{\mu r_0 A_i v_i}}; \quad (9)$$

$$\delta_{0i} \approx \frac{G_0}{\mu r_0 v_i}. \quad (10)$$

При нормальному обертанні долота миттєва вісь обертання кульки має напрямок, паралельний до осі цапфи. При подачі осьового навантаження на долото внаслідок нахилу осі цапфи в зоні навантаження кульки будуть стискатися

між нижнім буртиком бігової доріжки шарошки і верхнім буртиком цапфи. Внаслідок цього миттєва вісь обертання кульки буде мати напрямок, перпендикулярний діючому навантаженню (рис. 7). Однак така зміна в напрямку миттєвої осі обертання кульки буде здійснювати незначний вплив на величину швидкості деформації контактних поверхонь опори. Тому для визначення швидкостей деформації на контактних площинах бігових доріжок цапфи і кульки можна прийняти:

$$\begin{cases} v_y = \frac{\pi}{30} n k_0 r_y; \\ v_{yu} = \frac{\pi}{30} n k r_{yu}, \end{cases} \quad (11)$$

де: k_0 – передатне відношення опори;
 k – передавальне відношення шарошки;
 n – частота обертання долота, $\left[\frac{об}{хв} \right]$.

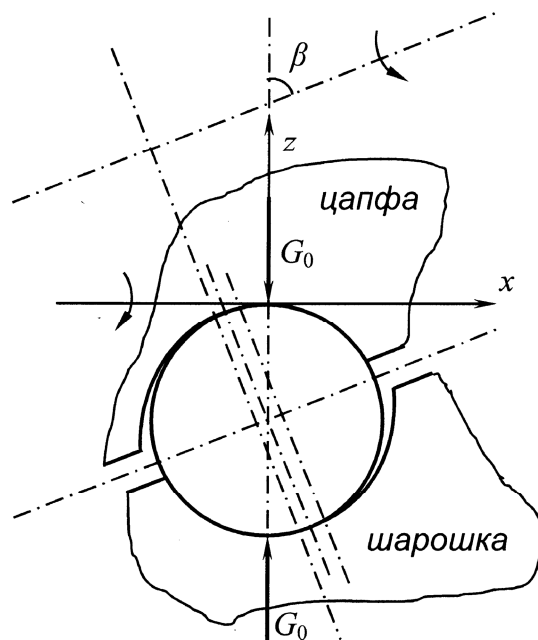


Рисунок 7 – Вплив нахилу осі цапфи (β) на процес кочення під навантаженням елементів кулькового замкового ряду опори

Частота максимального навантаження кульки буде:

$$v = \frac{1}{t_0} = \frac{k_0 n}{60},$$

де t_0 – час періоду обертання кульки по біговій доріжці навколо цапфи.

Внаслідок того, що $A_{yu} v_{yu} > A_y v_y$, величина деформації на площі контакту шарошки з біговою доріжкою цапфи порівняно з деформацією бігової доріжки шарошки буде більше ($\delta_{0y} > \delta_{0yu}$). З виразів (10) і (11) величина цієї деформації матиме вигляд

$$\delta_{0y} \approx \frac{60 G_0 (r_0 + r_y)}{\pi \mu n r_0 r_y (2r_0 + r_y) k}. \quad (12)$$

На рис. 8 зображено закономірності зміни частоти навантаження v і сил опору P , які виникають в шарошковому замковому підшипнику від зміни осьового навантаження G_0 , радіуса кульки r_0 та частоти обертання долота n .

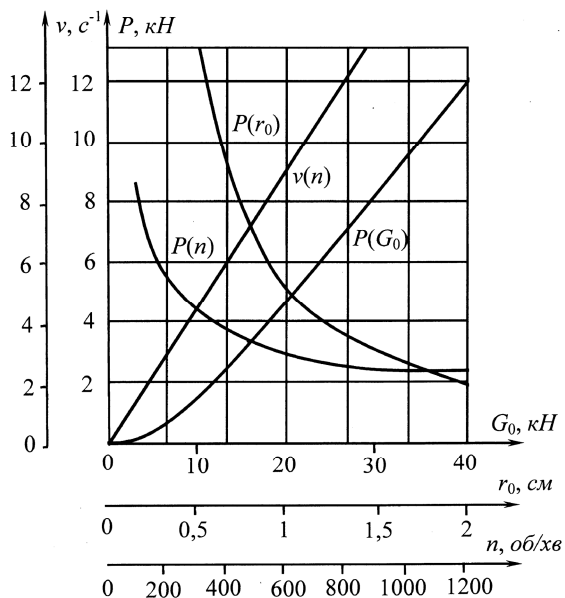


Рисунок 8 – Характер зміни частоти навантаження v і сил опору P , які виникають в шарошковому замковому підшипнику, від зміни осьового навантаження G_0 , радіуса кульки r_0 та частоти обертання долота n

Аналіз виразів (8–11) дає підстави зробити такі висновки:

1) якщо при стисканні кульки величина деформації, що виникає, буде більшою за величину пружної деформації матеріалу, то на контактних площадках опори будуть утворюватися мікротріщини, що призведе до подальшого корозійно-втомного руйнування контактних поверхонь замкового підшипника;

2) збільшення швидкості обертання долота зменшує величини деформації контактних поверхонь опори долота; однак, необхідно зазначити, що збільшення швидкості обертання долота прискорює темп втомного руйнування робочих поверхонь замкового підшипника;

3) з підвищенням осьового навантаження на долото деформація напружених елементів замкового підшипника збільшується у степеневому порядку зі степенем вищим за одиницю;

4) збільшення конструктивних розмірів замкового підшипника призводить до інтенсивного зниження величини деформації контактних поверхонь;

5) при проектуванні опори шарошкового долота необхідно конструктивно забезпечувати розвантаження замкового підшипника.

Отже, в результаті проведених досліджень встановлено аналітичну залежність впливу експлуатаційних параметрів шарошкового долота на вибір конструкційних та механічних параметрів кулькового замкового підшипника при проектуванні шарошкових бурових доліт. Це відкриває значний резерв у підвищенні довго-

вічності бурових шарошкових доліт не тільки за рахунок впровадження досягнень сучасного металознавства, механіки руйнування, але й шляхом оптимізації конструктивних параметрів замкового підшипника.

Отримані результати добре корелюють з даними експлуатації тришарошкових бурових доліт, що дає підстави рекомендувати їх до впровадження.

Надалі актуальними є вивчення контактної витривалості матеріалів, з яких виготовляють тіла кочення замкового підшипника шарошкового долота, та встановлення оптимальних шляхів підвищення його довговічності.

Література

- 1 Палий П.А., Корнеев К.Е. Буровые долота: Справочник. – М.: Недра, 1971. – 446 с.
- 2 Долговечность буровых долот / Виноградов В.И., Сорокин Г.М., Пашков А.Н., Рубах В.М. – М.: Недра, 1977. – 256 с.
- 3 Жидовцев Н.А., Крешенбаум В.Я., Гиндзбург Э.С. и др. Долговечность шарошечных долот. – М.: Недра, 1992. – 272 с.
- 4 Малышев Д.Г. К расчету опор шарошечных долот // Нефтяное хозяйство. – 1968. – № 1. – С. 17-19.
- 5 Подшипники качения: Справочник. / Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.
- 6 Крилов К.А., Стрельцова О.А. Повышение долговечности и эффективности буровых долот. – М.: Недра, 1983. – 206 с.
- 7 Стойкость буровых долот. / Н.А.Жидовцев, К.Б.Кацов, Г.В.Карпенко, Р.А.Хруник, С.И.Кантор / Под ред. К.Б.Кацова. – К.: Наукова думка, 1979. – 224 с.
- 8 Дрогомирецький Я.М. Підвищення довговічності шарошкових доліт для низькооборотового буріння: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.12. – Івано-Франківськ, 1999. – 36 с.
- 9 Дьяконова А.Г., Дроздов Ю.Н. Износ подшипников в водной среде // Вестник машиностроения. – 1971. – № 8. – С. 27-30.
- 10 Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник / Ю.И.Дроздов, В.Г.Павлов, В.Н.Пучков. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
- 11 Мошкин А.С., Владиславлев Ю.Е., Комм Э.Л. Шарошечные долота. – М.: Недра, 1971. – 216 с.
- 12 Надежность и долговечность машин / Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Бершадский Л.И., Караулов А.К. – К.: Техніка, 1975. – 408 с.
- 13 Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И.В.Крагельского, В.В.Алисына. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн. 1. – 400 с.
- 14 Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. / Отв. ред. Писаренко Г.С. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Наукова думка, 1988. – 736 с.
- 15 Рахматулин Х.А., Демьянов Ю.А. Прочность при интенсивных кратковременных нагрузках. – М.: Физматгиз, 1961. – 399 с.