

ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛІТ З ОПОРАМИ ТИПУ АУ

Р.С. Яким, Ю.Д. Петрина

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024,

e-mail: public@nuing.edu.ua

Виявлено і обґрунтовано значний резерв у підвищенні довговічності шарошкових доліт з опорою АУ, суть якого полягає в: підвищенні тріщиностійкості шарошок і лап; підвищенні несучої здатності опори; вдосконаленні конструкції радіальних підшипників ковзання; вдосконаленні конструкції осьових підшипників ковзання; підборі ефективних і оптимальних антифрикційних матеріалів для підшипників ковзання. Ефективна реалізація зазначених умов забезпечення довговічності досягається застосуванням високотемпературного термомеханічного оброблення заготовок та введення спеціальних режимів хіміко-термічної обробки, а також збільшенням радіусу заокруглення галтели в небезпечному перерізі цапфи лапи, веденням у конструкцію великого підшипника ковзання опори плаваючої композиційної втулки і встановленням в упорний торець шарошки мідних циліндричних вставок.

Ключові слова: довговічність, тришарошкове долото, опора АУ, тріщиностійкість, знос, підшипник ковзання

Выявлен и обоснован значительный резерв в повышении долговечности шарошечных долот с опорой АУ, суть которого состоит в: повышении трещиностойкости шарошек и лап; повышении несущей способности опоры; совершенствовании конструкции радиальных подшипников скольжения; совершенствовании конструкции осевых подшипников скольжения; подборе эффективных и оптимальных антифрикционных материалов для подшипников скольжения. Эффективная реализация приведенных условий обеспечения долговечности достигается использованием высокотемпературной термомеханической обработки заготовок и введения специальных режимов химико-термической обработки, а также увеличением радиуса округления галтели в опасном разрезе цапфы лапы, ведением в конструкцию большого подшипника скольжения опоры плавающей композиционной втулки и установкой в упорный торец шарошки медных цилиндрических вставок.

Ключевые слова: долговечность, трехшарошечное долото, опора АУ, трещиностойкость, износ, подшипник скольжения

Large reserve in the increase of durability of cone rock bits with AU bearings is shown and based. The essence of this reserve consists in the increase of cones and arms crack – resisting; the increase of bearing supporting ability; the improvement of radial and axial plain bearings construction; the selection of effective and optimum anti-friction materials for plain bearings. The effective realization of mentioned conditions of durability of guarantee achieves by using of high – temperature thermomechanical treatment of blanks; introducing of special regimes of chemical and heat treatment and also increasing of radius of fillet rounding in the critical section of arm pin; inserting the bearing floating composite bush into big plain bearing and placing copper cylindrical inserts into the cone trust end.

Keywords: durability, three-cone rock bit, AU bearing, crack-resisting, wear-and-tear, plain bearing

За останні роки в бурінні знайшли широке застосування долота з герметизованою опорою на радіальних підшипниках ковзання (опора АУ). Сфера застосування цих доліт обмежується низькообертним бурінням. Для сучасних доліт цієї конструкції частота обертання не повинна перевищувати 250-280 об/хв. У зв'язку з світовою тенденцією до переходу на збільшення механічної швидкості буріння, з використанням високообертних вибійних двигунів, у тому числі турбобурів (частота обертання яких сягає 500 об/хв і більше), підвищення довговічності бурових доліт з опорою АУ є актуальним і перспективним завданням.

За останні роки розв'язанню цієї проблеми присвячено роботи [1-3] та ін. Зокрема встановлено, що перекис осі шарошки відносно цапфи лапи при навантаженні долота визначає розподіл навантаження на поверхнях тертя підшипників ковзання і проявляється у початковий період роботи долота, що може призвести до його раптової відмови. Величина кута перекосу визначається [1]: різними значеннями зазорів у

підшипниках ковзання; асиметрією радіальних підшипників у межах полів допуску; ексцентриситет поверхонь ковзання підшипників ковзання. Відтак рекомендується підвищити точність складання опор ковзання. Для попередження заклинювання в опорі ковзання при виготовленні підшипника рекомендується забезпечувати значення допуску рівним 0,01мм [2]. Однак поза увагою залишається проблема забезпечення стабільності роботи опори ковзання в умовах виникнення перекосів між осями шарошки і цапфи лапи. Частково основи для вирішення цієї проблеми закладено в [3]. Зокрема встановлено, що причинами схоплювання і заклинювання опор типу АУ є: низька якість заправки опор мастилом; недостатній зазор між цапфою і втулкою шарошки; перекис осі шарошки відносно осі цапфи та нерівномірне прилягання поверхонь тертя цапфи і втулки і виникнення нерівномірного розподілу інтенсивності навантаження на поверхнях тертя. Автором показано, що нерівномірність інтенсивності навантаження по довжині підшипників може бути

обумовлена непаралельністю осей шарошки і цапфи під час роботи підшипників опори, які визначаються відмінністю зазорів у великому підшипнику ковзання (ВПК) і малому підшипнику ковзання (МПК), а також величиною і напрямком ексцентриситету поверхонь ВПК і МПК на цапфі лапи. Рекомендується також підвищити точність складання.

Найбільш ефективні заходи для забезпечення стабільності роботи опори реалізуються в конструкціях доліт фірми „Hughes Christensen”. Тут опори доліт виконуються з срібним шаром, що наноситься електрохімічним способом [4, 5]. У конструкціях опор фірм „Smith Tool” і „Reed Tool” виконується плаваюча розрізана втулка з антифрикційного сплаву (олов'яної чи берилієвої бронзи), що має срібне покриття [6, 7].

Сьогодні вітчизняними долотними заводами випускаються долота, герметизовані опори яких виконуються з радіальними підшипниками ковзання, так званої продуктової лінії „AU” [8, 9]. Великий підшипник ковзання тут виконується у вигляді впресованої у шарошку втулки з берилієвої бронзи, а на цапфі лапи поверхня підшипника ковзання наплавлена стелітом. Малий підшипник ковзання виконується наплавленням стелітом на цапфу лапи. Наплавлення виконується на упорному торці бурта цапфи лапи. Для зниження коефіцієнта тертя внутрішня порожнина шарошки має срібне покриття. Також виготовляються долота лінії „AUL”, в яких великий підшипник ковзання виконаний на основі плаваючої розрізаної втулки зі зносостійкого антифрикційного сплаву. В цій конструкції долота упорний підшипник ковзання виконаний з торцевою шайбою такого самого матеріалу, як і втулка. Внутрішня поверхня шарошок, як і в долотах „AU”, вкрита шаром срібла.

Аналіз конструкцій сучасних доліт з опорами ковзання свідчить, що у процесі експлуатації вони повинні володіти максимальною стійкістю до утворення зазорів, перекосів, зростання кута між осями цапфи лапи і шарошки. Наприклад, в опорах виконують осьовий підшипник ковзання „упорний торець шарошки – упорний торець лапи”. З цією метою на упорному торці лапи наносять зносостійкий антифрикційний сплав, а торець шарошки цементують. Однак цементований шар швидко руйнується. Ця проблема усунена в конструкціях опор доліт, представлених в [5]. Тут в упорний торець шарошки вставляють срібні або мідні циліндричні вставки. Це дозволяє досить ефективно відводити тепло з зони контакту, забезпечувати сприятливі умови тертя. Однак освоєння і налагодження випуску високоякісних герметизованих доліт вітчизняними долотними заводами наштовхується на брак даних про чинники які визначають їх довговічність.

Тому була поставлена задача вивчити причини виходу з ладу сучасних конструкцій доліт з опорою AU і виявити резерви в підвищенні їх довговічності.

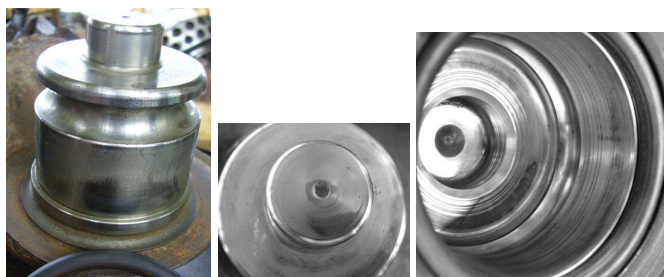
Для вирішення поставленої задачі було здійснено аналіз відпрацьованих опор долота

11 5/8 AU-54X, опорні елементи яких містять срібне покриття. Також на ВАТ „ДДЗ” було виготовлено партію доліт 295,3 СЗ-ГАУ серійної конструкції у кількості 5 шт. і партію експериментальної конструкції також 5 шт. Долота відпрацювали в однакових геологічних умовах при бурінні ротором (число обертів ротора – 60-80 об/хв) свердловини глибиною 5550 м. Буровий розчин мав густину 1,18...1,23г/см³ і в'язкість 90...115 сек і подавався у вибій під тиском до 25МПа. Навантаження на долото складало 12-18 тонн.

Провели аналіз відпрацьованого долота 11 5/8 AU-54X (рис. 1), яким було пробурено 154 м при механічній швидкості 0,45 м/год (стійкість долота склала 342,2 год). Воно вийшло з ладу через втрату працездатності породоруйнуючого оснащення і зростання крутного моменту на долоті у результаті загального зносу в опорі. Необхідно зауважити, що незважаючи на наявність в опорі, особливо на упорному торці шарошки, рівчаків середньої глибиною 0,1-0,2 мм всі поверхні гладкі, притерті, що свідчить про те, що в опорі реалізовувався ефект вибіркового перенесення. Також на біговій доріжці замкового підшипника кочення не зауважено прогресуючого піттингового руйнування типового для цих підшипників. Очевидно це пов'язано з тим, що долото у процесі відпрацювання не зазнавало значних перевантажень.

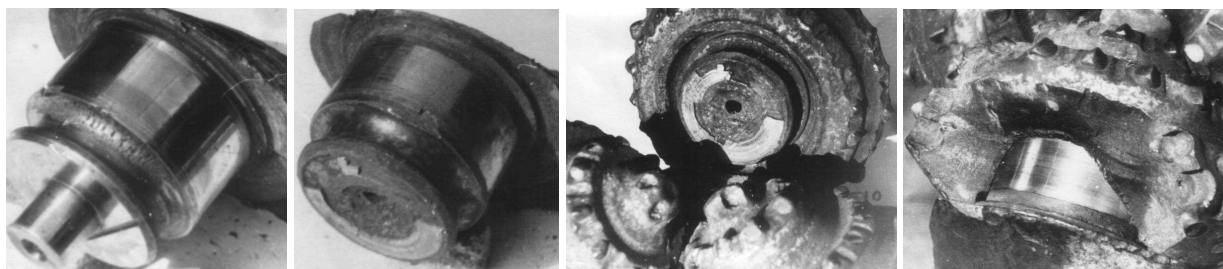
Незважаючи на те, що знос в цапфі опори склав 0,2-0,3 мм на поверхнях великого і малого підшипника ковзання глибина цементациї становить 1,4-1,6 мм. При цьому твердість поверхні малого підшипника ковзання складає 60-61HRC, а великого 59-61 HRC. Твердість серцевини в зоні малого підшипника ковзання в межах 31-32HRC, а великого – 26-27 HRC. На шарошці твердість поверхні малого і великого підшипників ковзання складає 58-59HRC, а твердість її серцевини становить 34-36 HRC. Упорний торець цапфи лапи наплавлений стелітом. На поверхнях опори зафіксовано шар срібла товщиною приблизно 0,325мм.

Хімічний аналіз показав, що лапа виготовлена зі сталі типу 19XГНМА (0,20% С; 0,83% Mn; 0,29% Si; 0,48% Cr; 0,63% Ni; 0,43 %Mo). Цементований шар містив: на глибині до 0,1мм 0,66%С; 0,1–0,3мм 0,61%С; 0,3–0,5мм 0,55%С; 0,5–0,7мм 0,43%С; 0,7–0,9мм 0,38%С. Структура цементованого шару – дрібногोलковий мартенсит 1 б, залишковий аустеніт балу 1а, карбіди 2к-3к. Структура серцевини – сорбітоподібний перліт. Ударна в'язкість сталі лапи склала KCU=11,75Дж/м². Шарошка виготовлена зі сталі типу 17НЗМА з підвищеним вмістом молібдену і марганцю (0,19%С; 0,83%Mn; 0,29% Si; 0,24%Cr; 3,55%Ni; 0,51%Mo). Структура цементованого шару – дрібногोलковий мартенсит 2б, залишковий аустеніт балу 3а, карбіди 3к. Структура серцевини – тростосорбіт. Загалом, сталі та їх фізико-механічні властивості відповідають існуючій вітчизняній технології виготовлення бурових доліт.



а – цапфа лапи мала гладку притерту поверхню;
б – торець (п'ята) і упорний торець цапфи лапи притерті, гладкі та мають тонкі риски;
в – поверхня шарошки також притерта, гладка і вкрита кільцеподібними тонкими рисками

Рисунок 1 – Загальний типовий вигляд елементів опори відпрацьованого бурового тришарошкового долота 11 5/8 АУ-54Х, що містить срібний шар на поверхнях ковзання



а – викривлення бігової доріжки замкового кулькового підшипника кочення;
б – руйнування наплавленого шару упорного торця і злам цапфи малого підшипника ковзання;
в – злам шарошки № 2 на рівні упорних торців шарошки і цапфи лапи;
г – злам периферійної частини шарошки №1 в межах дуги 120° до 3 вінця

Рисунок 2 – Типові аварійні руйнування бурових тришарошkových доліт 295,3 СЗ-ГАУ

Освоєння виготовлення доліт типу АУ ставить задачу нанесення на елементи опори срібного покриття. Вона передбачає вирішення складних проблем організації дільниць для нанесення срібла та високоточних викінчувальних механічних оброблень, жорсткого контролю за витратою срібла тощо. Тому для забезпечення зносостійкості і довговічності серійних опор АУ використовується наплавлення стелітом, а великий підшипник ковзання виконується з впресованою у шарошку втулки з берилієвої бронзи. Це, в свою чергу, суттєво знижує зносостійкість опори. Як бачимо з табл. 1, довговічність серійних вітчизняних доліт 295,3 СЗ-ГАУ є значно меншою від імпорتنих доліт. Зокрема, значення проходки є меншим в 6,5 разів, стійкості в 5,9 разів при практично однаковій механічній швидкості буріння. Зниження цих показників спричинене випадками катастрофічного руйнування як елементів опори, так і корпусів шарошок (рис. 2). Зокрема при працездатному породоруйнівному оснащенні зафіксовано випадки відколювання вершини шарошки в ділянці замкового підшипника кочення і основи малого підшипника ковзання, або злам периферійної частини шарошок в межах дуги 120° до 3 вінця. У більшості випадків серійні долота недопрацювали на вибої.

Огляд елементів поверхонь цапфи лапи і шарошки виявив не тільки ряд проблем, пов'язаних з фізико-механічними та експлуатаційними показниками матеріалів, але й слабкі місця в

конструкції опори. Зокрема, в ході металографічних і фізико-механічних випробовувань матеріалів деталей опори було виявлено наступне. Хоч мікроструктура сталей лапи і шарошки відповідали існуючим технічним вимогам, проте в них виявлено вищу схильність до тріщиноутворення. Існуюча конструкція опори не забезпечує надійність функціонування в момент початку роботи долота та у випадках перекосів осей цапфи лапи і шарошки. Крім цього, опора серійної конструкції схильна до утворення цих перекосів у процесі буріння. Необхідно зауважити, що контакт трібопари „стеліт-сталь” не забезпечує необхідної зносостійкості та довговічності контактуючих поверхонь. Поверхні підшипників ковзання опор доліт повинні задовольняти наступні вимоги: самозмащування; добре припрацювання поверхонь ковзання; здатність до автокомпенсації зносу; зносостійкість при потраплянні абразиву в зону контакту; стійкість до ударних навантажень; висока втомна міцність; стійкість до високих температур; технологічність при виготовленні; низька ціна матеріалів.

Отже, для підвищення довговічності шарошковых доліт з опорою АУ необхідно: підвищити тріщиностійкість шарошок і лап; підвищити несучу здатність опори; вдосконалити конструкцію радіальних підшипників ковзання; вдосконалити конструкцію осьових підшипників ковзання; підібрати антифрикційні матеріали для підшипників ковзання.

Таблиця 1 – Дані відпрацювання серійних доліт 295,3 СЗ-ГАУ

№ з/п	Прохідка, м	Стійкість, год	Механічна швидкість, м/год	Особливості руйнування
1	40	107,25	0,37	Злам вершини шарошки № 2 на рівні кулькової доріжки замкового підшипника (ЗКП) та на рівні упорного торця бурта лапи (УТЛ). Знос і борозни на упорному торці шарошки (УТШ) і руйнування бурта УТЛ в навантаженій зоні. На доріжках ЗКП цапф лап пітінги бігової доріжки Породоруйнуюче вставне оснащення працездатне. Вихід з ладу системи мащення опори, руйнування ущільнення опори. На цапфах: Секція №1: знос великого підшипника ковзання ВПК 0,5-1мм; знос малого підшипника ковзання МПК 0,2мм; Секція №2: знос на цапфі ВПК 0,3мм; відламана цапфа МПК. Секція №3: знос на цапфі ВПК 1,8мм, МПК 0,3мм.
2	26,1	68,75	0,38	Злам вершини шарошки № 2 на рівні УТЛ. Знос і борозни на УТШ і дрібні руйнування бурта УТЛ в навантаженій зоні. Породоруйнуюче вставне оснащення працездатне. Руйнування ущільнення опори. Секція №1: знос на цапфі ВПК 0,3мм; МПК 0,1 мм; Секція №2: знос на цапфі ВПК 0,2мм, відламана цапфа МПК; Секція №3: знос ВПК 0,7мм; МПК 0,2мм.
3	12	30	0,4	Злам периферійної частини шарошки №1 в межах дуги 120° до 3 вінця. На цапфах викришування бігової доріжки ЗП в навантаженій ділянці. Породоруйнуюче вставне оснащення працездатне. Секція №1: знос на цапфі ВПК 0,3мм; МПК 0,1 мм; Секція №2: знос на цапфі ВПК 0,4мм; МПК 0,2 мм; Секція №3: знос на цапфі ВПК 0,2мм; МПК 0,1 мм.
4	16,1	29,3	0,55	На доріжках ЗКП цапф лап викришування бігової доріжки. Породоруйнуюче вставне оснащення працездатне Секція №1: знос на цапфі ВПК 0,2мм; МПК 0,1 мм; Секція №2: знос на цапфі ВПК 0,1мм; відламана цапфа МПК; Секція №3: знос на цапфі ВПК 0,7мм; МПК 0,2мм.
5	24	56,5	0,42	Злам вершини шарошки № 2 на рівні кулькової доріжки замкового підшипника та на рівні упорного бурта лапи. На доріжках ЗКП цапф лап локальні руйнування бігової доріжки. Руйнування ущільнення опори. Знос і борозни на УТШ і значні руйнування бурта УТЛ в навантаженій зоні. Породоруйнуюче вставне оснащення працездатне Секція №1: знос на цапфі ВПК 0,3-1мм; МПК 0,3мм; Секція №2: знос на цапфі ВПК 0,3мм; відламана цапфа МПК; Секція №3: знос на цапфі ВПК 1,8мм; МПК 0,3мм.
	23,64	58,36	0,42	

Для підвищення тріщиностійкості шарошок і лап застосовано критерії, розроблені в [10]. Відповідно до цього на ВАТ „ДДЗ” вдосконалено існуючі стандарти підприємства на хіміко-термічну обробку деталей доліт з метою отримання високих показників пластичності і в'язкості цементованого шару та серцевини при одночасному забезпеченні їх показників за критеріями міцності. Також для виготовлення лап було використано замість сталі 19ХГНМА сталь 22ХГНМА. Ці сталі володіють практично однаковою мікроструктурою і фізико-механічними властивостями цементованого шару. Однак сталь 21ХГНМА забезпечує вищу міцність серцевини. Також у відповідності до розроблених рекомендацій [11] згідно вдосконаленого

технологічного процесу заготовки лапи і шарошки пройшли високотемпературне термомеханічне оброблення (ВТМО).

Після ХТО для експериментальних цапф лап з сталі 21ХГНМА (0,21%С, 0,87Mn%, 0,21Si%, 0,51Cr%, 0,49Ni%, 0,22Mo%) отримували глибину цементованого шару 2-2,1мм. Поверхнева твердість становила на МПК 60-62HRC, а на ВПК 59-60HRC. Твердість серцевини під МПК становила 32-33HRC, а під ВПК складала 28-29HRC. Твердість наплавленого упорного торця на поверхні 43-53HRC і у серцевині 39-43HRC. Цементований шар: мартенсит 1 балу, аустеніт 1 балу, карбіди 1 кл. Серцевина мала структуру сорбітоподібного троститу.

Для підвищення несучої здатності опори і зменшення імовірності зламу цапфи з МПК в небезпечному перерізі за аналогом до ряду конструкцій доліт провідників виробників доліт з опорою АУ в експериментальних опорах збільшено радіус заокруглення галтели в зоні переходу „МПК – упорний терець цапфи лапи”.

Для виявлення резерву у підвищенні ефективності опори базової конструкції проведемо розрахунок великого підшипника ковзання для випадку, коли він працює в екстремальних умовах при недостатньому мащенні згідно методики, викладеної в [12]. При розрахунках було прийнято: навантаження на підшипник $W = 50кН$; кутова швидкість $\omega = 3,3с^{-1}$; відносний зазор в парі тертя $\psi = 0,01$; динамічна в'язкість мастила $\mu_{cp} = 112,2Па \cdot c$; діаметр цапфи лапи ВПК $d_1 = 0,078м$; осьова довжина вкладиша $l_1 = 0,045м$.

Отже, безрозмірний коефіцієнт навантаження ВПК становитиме

$$\xi = \frac{W\psi^2}{\omega l_1 d_1 \mu_{cp}} = 3,85. \quad (1)$$

При цьому середній тиск на площадку діаметрального перерізу підшипника

$$P_M = \frac{W}{l_1 d_1} = 142,5 \times 10^5 Па. \quad (2)$$

Відносний ексцентриситет χ згідно діаграми 1 [12] при куті охоплення $\alpha = 360^\circ$ і відношенні $\frac{l_1}{d_1} = 0,58$, та значення безрозмірного коефіцієнта навантаженості (1) становить $\chi = 0,9$.

Момент тертя на цапфі визначали за діаграмою 5 [12]:

$$M = \frac{\omega l_1 d_1^2 \mu_{cp}}{2\psi} \xi_1 = 41,56 Нм, \quad (3)$$

де коефіцієнт $\xi_1 = 8,2$ знайдений за діаграмою 6 [12] у відповідності до кута охоплення $\alpha = 360^\circ$ і відношенні $\frac{l_1}{d_1} = 0,58$ та $\chi = 0,9$.

Втрата потужності на подолання тертя в ВПК базової конструкції:

$$N = M\omega = 137,2 Вм, \quad (4)$$

При цьому мінімальне значення товщини мастильного матеріалу

$$h_{min} = 0,5\psi d(1 - \chi) = 0,585 \times 10^{-4} м. \quad (5)$$

З позиції критерію накопичення пошкоджень в трибологічній парі ВПК процес зносу буде завжди прискорюватися і різко інтенсифікуватися у міру зменшення значення товщини мастильного матеріалу та зростання моменту тертя на цапфі. При цьому в підшипнику буде зростати зазор, що суттєво буде змінювати параметри спряження контактуючих поверхонь.

Оскільки час роботи підшипника ковзання залежить від товщини шару вкладиша, що зношується, то необхідно мінімізувати чи виключити знос вкладиша у момент пуску і припрацювання підшипника [13]. Для цього необхідно застосовувати конструкції вкладишів, що забезпечують рівномірний розподіл контурних тисків у зоні контакту, а також забезпечувати в зоні контакту пружні деформації. Аналіз сучасних конструкцій підшипників ковзання опор доліт виявив доцільність використання плаваючих втулок.

За аналогією до розрахунку для базової конструкції проведемо розрахунок великого підшипника ковзання з плаваючою втулкою згідно методики [12].

При розрахунках було прийнято: навантаження на підшипник $W = 50кН$; кутова швидкість $\omega = 3,3с^{-1}$; внутрішній і зовнішній відносні зазори в підшипнику „цапфа лапи-втулка-шарошка” $\psi_1 = \psi_2 = 0,01$; динамічна в'язкість мастила $\mu_{cp} = 112,2Па \cdot c$; внутрішній діаметр втулки $d_B = 0,065м$; зовнішній діаметр втулки $d_3 = 0,075м$; осьова довжина активної поверхні втулки $l_B = 0,035м$.

Отже, безрозмірний коефіцієнт навантаження ВПК з плаваючою втулкою становитиме

$$\xi = \frac{0,5W\psi_1^2}{\omega l_B d_3 \mu_{cp}} \left(\frac{d_3}{l_B} \right) = 11,81. \quad (6)$$

Відносний ексцентриситет зовнішнього шару втулки χ_3 згідно діаграми 18 [12] при заданому відношенні $\gamma = \frac{\psi_1}{\psi_2} = 1$ та значення безрозмірного коефіцієнта навантаження (6) становить $\chi_3 = 0,78$.

Коефіцієнт навантаження зовнішньої частини плаваючої втулки ВПК, яка контактує з поверхнею ковзання шарошки, за таблицею 57 і діаграмою 18 [12] при $\chi_3 = \chi = 0,78$ становитиме $\xi_3 = 8,2$.

Оскільки відношення частот обертання плаваючої втулки і шарошки

$$\alpha = \frac{\xi}{\xi_3} - 1 = 0,44, \quad (7)$$

то частота обертання плаваючої втулки

$$\omega_2 = \alpha \cdot \omega = 1,5с^{-1}. \quad (8)$$

Коефіцієнт навантаження внутрішньої частини плаваючої втулки ВПК, яка контактує з поверхнею ковзання цапфи лапи

$$\xi_B = \frac{0,5W\psi_2^2}{\omega_2 l_B d_B \mu_{cp}} \left(\frac{d_B}{l_B} \right) = 17,02. \quad (9)$$

Відносний ексцентриситет внутрішнього шару втулки χ_B згідно таблиці 57 і діаграми 18 [12] становить $\chi_B = 0,83$.

Таблиця 2 – Хімічний склад композиційних втулок

Склад втулки	Відсотковий вміст, %					Середнє значення відсоткового вмісту, %
	1	2	3	4	5	
основа (Fe)	26	29	28	10	18	22,2
тверда композиція (Cr, Mn, Si, Ti)	54	43	50	65	56	53,6
м'яка композиція (Cu, Zn, Pb, Be, Sn)	17	23	18	20	22	20
неметалеві включення, пори (C, N)	3	5	4	5	4	4,2

Втрата потужності на подолання тертя в ВПК з плаваючою втулкою:

$$N = \frac{\pi d_B d_3 \mu_{cp} \omega^2}{2\psi} \left(\frac{(1-\alpha)^2}{\alpha^2 \sqrt{1-\chi_3^2}} + \frac{2,7-\alpha^2}{\alpha^2 \sqrt{1-\chi_B^2}} \right) = 100Bm, \quad (10)$$

Отже в експериментальній опорі для забезпечення плавного обертання шарошки потрібно менше на 37,2% підведення потужності у порівнянні з базовою конструкцією. Тобто від експериментальної конструкції можна очікувати покращення експлуатаційних показників.

З метою підвищення стабільності роботи опори та зносостійкості в парі „упорний торець цапфи лапи – упорний торець шарошки” за аналогією до конструкції [5] в цементованому упорному торці шарошки експериментальних доліт впресовувалися циліндричні мідні вставки.

Для вирішення питання застосування антифрикційного матеріалу для плаваючої втулки здійснено аналіз п'яти відпрацьованих імпорتنих доліт. Встановлено, що плаваюча втулка з композиційного матеріалу на залізній основі (табл. 2) твердістю 50-52HRC може ефективно використовуватися в парі з наплавленим стелітом. Відповідно в експериментальній конструкції застосовані втулки, хімічний склад яких відповідав встановленим в табл. 2 середнім значенням відсоткового вмісту компонентів.

Як свідчить аналіз руйнувань експериментальних доліт, що відпрацьовали в аналогічних умовах до експлуатації партії базової конструкції (табл. 3, рис. 3.), долота виходили з ладу через втрату працездатності породоруйнуючого оснащення і розгерметизації та заклинюванні опори. Експериментальні бурові долота при експлуатаційному бурінні показали вищу стійкість до крихкого руйнування шарошок і цапф лап. Зокрема тут не зафіксовано випадків крихкого руйнування. Експериментальні долота мали приблизно в 2,5 разів більшу проходку, в 1,74 рази більшу довговічність при збільшенні в 1,4 разів значення механічної швидкості у порівнянні з серійними.

Порівняно з імпортними долотами стійкість експериментальних доліт є нижчою в 3,38 разів. При цьому необхідно зауважити, що механічна швидкість імпортних доліт була меншою в 1,33 рази. Отже експериментальна конструкція дозволила суттєво наблизитися до рівня експлуатаційних показників сучасних імпорتنих доліт, що за значно меншої собівартості

вітчизняних доліт створює сприятливі умови для їх конкурентоспроможності в співвідношенні „ціна-якість”.

Огляд елементів поверхонь цапфи лапи і шарошки відпрацьованих експериментальних доліт виявив наступне. Як і для серійних конструкцій в експериментальній опорі на цапфі лапи виявлені характерні руйнування бігових доріжок ЗКП (рис. 3 а). Наплавлені шари стеліту схильні до тріщиноутворення. Так, на поверхні ковзання ВПК характерним є утворення декількох тріщин в найбільш навантаженій ділянці (рис. 3 б), а на упорному торці цапфи лапи утворюється специфічна мережа тріщин (рис. 3 в). При цьому треба зауважити, що випадків катастрофічного відколювання наплавлених шарів стеліту не зафіксовано. Характер зносу упорного торця шарошки показує на значно кращі умови тертя у порівнянні з базовою конструкцією, однак знос в 1,5-2мм не задовольняє висунутим вимогам і вимагає подальшого вдосконалення з метою збільшення зносостійкості. Також конструкція плаваючої втулки потребує вдосконалення, оскільки для неї характерне руйнування країв, як наслідок зростання кута між осями цапфи лапи і шарошки при збільшенні зазорів в опорі.

Загалом основною причиною виходу з ладу шарошкових бурових доліт як у серійних, так і експериментальних є низька зносостійкість опор при форсованих режимах буріння. Також виявлено у обох партіях типові проблеми з системою герметизації, відтак витікання мастила з системи мащення опори, що потребує подальшого вдосконалення даної конструкції доліт. Отже, вдосконалена конструкція є працездатною і потребує подальших вдосконалень направлених на підвищення зносостійкості елементів опори, надійності системи герметизації і мащення опори.

Отже, виявлено і обґрунтовано значний резерв у підвищенні довговічності шарошкових доліт з опорою АУ, суть якого полягає в: підвищенні тріщиностійкості шарошок і лап; підвищенні несучої здатності опори; вдосконаленні конструкції радіальних підшипників ковзання; вдосконаленні конструкції осьових підшипників ковзання; підборі ефективних і оптимальних антифрикційних матеріалів для підшипників ковзання. Реалізація зазначених умов забезпечення довговічності дає змогу усунути крихке руйнування деталей долота за рахунок застосування високотемпературного термомеханічного оброблення заготовок та введення спеціальних режимів хіміко-термічної обробки. Збільшення радіуса заокруглення галтелі в зоні

Таблиця 3 – Дані відпрацювання серійних доліт 295,3 СЗ-ГАУ

№ з/п	Прохідка, м	Стійкість, год	Механічна швидкість, м/год	Особливості руйнування
1	77	113,5	0,68	Знос і руйнування породоруйнуючого вставного оснащення (злам зубків на шарошках: №1 – 4 шт, №2 – 3 шт, №3 – 2 шт). Породоруйнуюче вставне оснащення працездатне. Руйнування ущільнення опори. На цапфах дрібні руйнування доріжки ЗКП в навантаженій ділянці. Секція №1: знос на цапфі ВПК 0,2мм; МПК 0,1мм; Секція №2: знос на цапфі ВПК 0,3мм; МПК 0,1мм; Секція №3: знос на цапфі ВПК 0,1мм; МПК 0,1мм.
2	51	68,5	0,59	Знос і руйнування породоруйнуючого вставного оснащення (злам зубків на шарошках: №1 – 8 шт, №2 – 5 шт, №3 – 3 шт). Породоруйнуюче вставне оснащення працездатне. Розгерметизація опори. На цапфах локальні викришування доріжки ЗКП в навантаженій ділянці. Секція №1: знос на цапфі ВПК 0,2мм; МПК 0,1мм; Секція №2: знос на цапфі ВПК 0,3мм; МПК 0,2мм; Секція №3: знос на цапфі ВПК 0,2мм; МПК 0,1мм.
3	68	104	0,65	Знос і руйнування породоруйнуючого вставного оснащення (злам зубків на шарошках: №1 – 2 шт, №2 – 4 шт, №3 – 1 шт). Породоруйнуюче вставне оснащення працездатне. Розгерметизація опори. На цапфах локальні викришування доріжки ЗКП в навантаженій ділянці. Секція №1: знос на цапфі ВПК 0,2мм; МПК 0,1мм; Секція №2: знос на цапфі ВПК 0,2мм; МПК 0,2мм; Секція №3: знос на цапфі ВПК 0,3мм; МПК 0,1мм.
4	56	81	0,69	Знос і руйнування породоруйнуючого вставного оснащення (злам зубків на шарошках: №1 – 8 шт, №2 – 7 шт, №3 – 5 шт). Породоруйнуюче вставне оснащення працездатне. Вихід з ладу системи мащення опори і руйнування ущільнення опори. На цапфах локальні викришування доріжки ЗКП в навантаженій ділянці. Секція №1: знос на цапфі ВПК 0,3мм; МПК 0,3мм; Секція №2: знос на цапфі ВПК 0,6мм; МПК 0,3мм; Секція №3: знос на цапфі ВПК 0,4мм; МПК 0,2мм.
5	46,2	121,3	0,38	Знос і руйнування породоруйнуючого вставного оснащення (злам зубків на шарошках: №1 – 8 шт, №2 – 7 шт, №3 – 5 шт). Породоруйнуюче вставне оснащення працездатне. Вихід з ладу системи мащення опори, витік мастила. На цапфах локальні викришування доріжки ЗКП в навантаженій ділянці. Секція №1: знос на цапфі ВПК 0,2мм; МПК 0,1мм; Секція №2: знос на цапфі ВПК 0,4мм; МПК 0,2мм; Секція №3: знос на цапфі ВПК 0,2мм; МПК 0,1мм.
	59,64	101,26	0,6	

переходу „МПК – упорний торець цапфи лапи” знижує ймовірність руйнування цапфи лапи в цьому небезпечному перерізі. Ведення в конструкцію великого підшипника ковзання плаваючої композиційної втулки підвищує плавність обертання шарошок, забезпечує кращі умови самовстановлення і стійкості опори до ударних навантажень, знижує ризик відмов опор у процесі пуску та припрацювання долота на вибої. Відведення тепла і забезпечення сприятливих умов тертя в осьовому підшипнику ковзання „упорний торець цапфи лапи – упорний торець

шарошки” встановленням в упорний торець шарошки мідних циліндричних вставок дозволяє підвищити стабільність роботи опори в осьовому напрямку і при перевантаженні опори забезпечує стійкість до утворення значних зносів у навантаженій зоні, що спричиняють до утворення зазорів в опорі, ризикання шарошки і її заклинювання на вибої.

Проведені випробування експериментальних доліт вказали на доцільність подальшого вивчення резервів підвищення довговічності шарошкових доліт з опорою АУ шляхом вдос-



а – загальний знос опори і підтінги на біговій доріжці замкового кулькового підшипника кочення ;
б – загальний знос опори та тріщини на наплавленій поверхні великого підшипника ковзання;
в – тріщини і дрібне викришування наплавленого шару упорного торця лапи;
г – утворення на упорному торці шарошки притертої канавки, що відповідає поверхні торця лапи

Рисунок 3 – Загальний вигляд елементів опори відпрацьованого бурового тришарошкового долота 295,3 СЗ-ГАУ експериментальної конструкції

коналення конструкції плаваючої втулки великого підшипника ковзання та осевого підшипника „упорний торець цапфи лапи – упорний торець шарошки”.

Література

1 Неупокоев В. Г. Совершенствование системы обеспечения качества проектирования и изготовления опорных элементов буровых шарошечных долот: дис. ... в виде научного доклада кандидата техн. наук: 08.00.20 / Неупокоев Владимир Геннадьевич. – Самара, 1998. – 34 с.

2 Закиров Н. Н. Теория и практика повышения эффективности работы, надежности и долговечности буровых шарошечных долот: дис. ... доктора техн. наук: 25.00.15, 05.02.13 / Закиров Николай Николаевич. – Тюмень, 2004. – 360 с.

3 Блинков О. Г. Пути повышения эффективности работы буровых шарошечных долот: дис. ... доктора техн. наук: 25.00.15. / Блинков Олег Геннадиевич. – М., 2007. – 356 с.

4 Hughes ATX bits: The tough and reliable Advanced Technology bit with premium features at an economical price / Hughes Christensen. – Texas, Houston: A Baker Hughes Company, 1992. – 12 p.

5 Каталог буровых долот компании Hughes Christensen / [сост. Хьюз Кристенсен] – М.: Бейкер Хьюз Инкорпорейтед, 2008. – 44 с.

6 Буровой породоразрушающий инструмент: Международная инженерная энциклопедия. (Международный транслятор-справочник) – Т.1: Шарошечные долота / [под науч. ред. В.Я. Кершенбаума, А.В. Торгашова, А.Г. Месера] – М.: Нефть и газ, 2003. – 257 с. Серия „Нефтегазовая техника и технология” т. 1.

7 Smith Bits: каталог продукции 2007-2008: каталог / [сост. Smith International] – U.S.A. Texas, Houston: Smith International, Inc., 2007. – 65 с.

8 Буровые долота: каталог / [сост. Волга-бурмаш] – Самара.: ООО «ВБМ-сервис», 2006. – 48 с.

9 Каталог продукции для нефтевой та газовой промышленности: каталог / [авт.: ВАТ „Дрогобицький долотний завод”] – Дрогобич: ДДЗ, 2008. – 57 с.

10 Яким Р.С. Запобігання крихкому руйнуванню цементованих шарошок бурових доліт / Р.С. Яким, Ю.Д. Петрина, Ю.В. Павловський // Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій: зб. наук. праць за матеріалами 4-тої Міжнародної конференції [„Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій”] (Львів, 23–27 черв.) / заг. ред. В. В. Панасюк / М-во освіти і науки України, Європейське тов. з цілісності конструкцій [та ін.]. – Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, 2009. – С. 989 – 998.

11 Петрина Ю.Д. Теоретичні основи технологічного забезпечення довговічності відповідальних деталей обладнання нафтогазової промисловості / Ю.Д. Петрина, Р.С. Яким, А.В. Швадчак // Машинознавство. – 2008. – № 12. – С.32 – 36.

12 Воскресенский В.А. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): справочник / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с. – (Серия „Библиотека конструктора”)

13 Крагельский И.В. Узлы трения машин: справочник / И.В. Крагельский, Н.М. Михин. – М.: Машиностроение, 1984. – 180 с. – (Серия „Основы проектирования машин”).

Стаття надійшла до редакційної колегії
29.11.10

Рекомендована до друку професором
Крилем Я.А.