

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ОСЬОВИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ ВІДКРИТИХ ОПОР ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛІТ

Р.С. Яким

Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка;
82100, м. Дрогобич, вул. І. Франка, 24, тел. 0679070484, e-mail: Jakym.r@online.ua

Дослідження має на меті вирішення проблеми підвищення довговічності осьових підшипників опор тришарошкових бурових доліт. Дослідження проводились в умовах реального виробництва бурових доліт, за умов математичного планування експериментів, комплексним застосуванням експериментальних лабораторних та натурних випробовувань. Досліджено характер пошкодження та встановлено основні причини низької довговічності осьових підшипників ковзання відкритих опор тришарошкових бурових доліт. Встановлено взаємозв'язок між особливостями параметрів конструкції підшипників ковзання, застосуванням зносостійких матеріалів та експлуатаційними показниками відкритих опор тришарошкових бурових доліт. Обґрунтовано ефективність комплексного підходу у підвищенні довговічності осьових підшипників ковзання таких опор, що у цілому розв'язує проблему підвищення довговічності бурових доліт. Підхід включає вдосконалення конструкції підшипників опори та технології їх виготовлення, а також застосування зносостійких і теплостійких матеріалів. Це загалом підвищує контактну витривалість і зносостійкість елементів опори, знижує ймовірність заклинювання опор. Обґрунтовано необхідність у підвищенні стійкості опори проти передчасного утворення люфтів та перекошувань шарошки відносно осі цапфи лапи.

Ключові слова: пошкодження, конструкція опори, зносостійкість, люфт в опорі, заклинювання опор, технологія виготовлення.

Целью исследования есть решение проблемы повышения долговечности осевых подшипников опор трехшарошечных буровых долот. Исследования осуществляли в условиях реального производства буровых долот, при математическом планировании экспериментов, комплексным использованием экспериментальных лабораторных и натурных испытаний. Исследован характер повреждений и установлены основные причины низкой долговечности осевых подшипников скольжения открытых опор трехшарошечных буровых долот. Установлена связь между особенностями параметров конструкции подшипников скольжения, использованием износостойких материалов и эксплуатационными показателями открытых опор трехшарошечных буровых долот. Обоснована эффективность комплексного подхода к повышению долговечности осевых подшипников скольжения таких опор, что в целом решает проблему повышения долговечности буровых долот. Подход включает совершенствование конструкции подшипников опоры и технологии их изготовления, а также использования износостойких и теплостойких материалов. Это в целом повышает контактную выносливость и износостойкость элементов опоры, снижает вероятность заклинивания опор. Обоснована необходимость повышения стойкости опоры к преждевременному возникновению люфтов и перекосов шарошки относительно оси цапфы лапы.

Ключевые слова: повреждение, конструкция опоры, износостойкость, люфт в опоре, заклинивание опор, технология изготовления.

The aim of the research is to solve the problem of durability improvement of the three-cone rock bits axial bearings. The research was carried out in the conditions of the rock bits real production with the mathematical planning of experiments, complex using of experimental laboratories and full-scale tests. The nature of damage and the main causes of low durability of the thrust plain bearings of the three-cone rock bit open bearings were studied. The interconnection between the properties of the plain bearings parameters, utilization of wear-proof materials and operation indices of the three-cone rock bit open bearings were determined. The effectiveness of complex approach to durability improvement of the thrust plain bearings was proven. It generally solves the problem of durability improvement of the three-cone rock bits. The approach includes the improvement of the thrust bearings design and technology of their manufacturing as well as utilization of the wear-proof and heat-resistant materials. It increases contact durability and wear resistance of the bearing components and decreases possibility of bearings seizure. Importance of improvement of bearing resistance to clearance formation and distortion of the cone in regard to the arm pin axle was grounded.

Keywords: damage, bearing design, wear resistance, clearance in the bearing, bearings seizure, production technology.

Сьогодні у процесі бурових робіт широко застосовуються тришарошкові бурові долота продуктової лінії V, які можуть працювати на швидкостях обертання до 600 об/хв. Сучасні конструкції таких доліт виконуються з відкритою опорою на основі підшипників кочення (ролик – кулька – ролик) та з осьовими підшипниками ковзання. Осьові підшипники призначені забезпечувати сприятливі умови для функціонування роликів рядів опори. Тим не менше, експлуатаційні показники осьових підши-

пників є недостатніми для ефективного відпрацювання опор при високих швидкостях буріння. Пари тертя „упорний торець цапфи лапи – упорний торець шарошки” (УТЦЛ – УТШ) і пара „п'ята-підп'ятник” відкритих опор тришарошкових доліт працюють у складних умовах граничного тертя, що ускладнюється виникненням локальних перевантажень та високих температур. У зону тертя потрапляють сторонні тіла (частинки абразивної породи, фрагменти зносу елементів опори). Все це зумовлює низь-

ку довговічність цих підшипників, що інколи призводить до раптових відмов опор через заклинювання. Тому однією з актуальних проблем у забезпеченні високих експлуатаційних показників опор доліт є пошук резервів у підвищенні довговічності осьових підшипників опор, — „п’ята – підп’ятник” і „УТЦЛ – УТШ”.

За останні роки проблемі підвищення довговічності осьових підшипників опор доліт приділено багато уваги в [1-12] та ін. З огляду на відмінності в конструкціях між підшипниками „п’ята – підп’ятник” та „УТЦЛ – УТШ” існують різні підходи у розв’язуванні проблеми підвищення їх довговічності. Зокрема, підвищенню довговічності підшипника „п’ята – підп’ятник” присвячено роботи [1-4] та ін., а „УТЦЛ – УТШ” в [5-7] та ін.

Зокрема, на ВАТ „ДДЗ” робились спроби в якості матеріалу для п’ят застосовувати сплав ВК10, що працює у парі з підп’ятником зі сталі Р6М5. Проте при запресовуванні твердосплавних п’ят відбувалось їх розтріскування і сколювання (до 10%), після відпрацювання доліт розколювання відбулося у 90% випробуваних доліт. На основі цього, а також спираючись на стендові експериментальні дослідження [1], автори рекомендують використовувати для виготовлення п’ят твердий сплав ВН20 із високомодульним наповнювачем (карбідом вольфраму). У результаті проведеного аналізу фізико-механічних властивостей пар тертя відпрацьованих доліт різних виробників автори [2] рекомендують поряд із підбором матеріалів здійснювати пошуки шляхів вдосконалення конструкції трибопари.

У парах тертя опор доліт з успіхом застосовують стеліт типу ЗВ16К, ЗВ14К-Б для наплавлення упорного торця цапфи лапи [5, 6]. На шарощі спряжений упорний торець піддається цементациї. Відомі також вимоги до поверхонь пар тертя [5], згідно яких для підвищення зносостійкості цементованого шару, що працює в контакт з покриттям із стеліту ЗВ16К, наплавлений стеліт повинен давати твердість HRC49-52. Такі рішення при суттєвій мінімізації собівартості забезпечують конкурентоздатні експлуатаційні показники доліт. Тим не менше, кардинально підвищити довговічність відкритих опор є проблематичним.

В [8-10] обґрунтовано необхідність розв’язувати проблему в комплексі, враховуючи роботу всіх підшипників опори долота. У цілому можна також констатувати, що для розв’язання окресленої проблеми дослідники йдуть декількома шляхами: здійснення підбору матеріалів трибологічних пар підшипника „п’ята – підп’ятник” [1, 2], підшипника „упорний торець лапи - упорний торець шарошки” [5, 6], оптимізація конструкції підшипникових вузлів [4, 10], вдосконалення технології виготовлення опор [3, 8, 10, 11] та ін. Також є комплексний підхід, у якому застосовуються металознавчі, конструкторські та технологічні шляхи [10, 12]. Оскільки комплексний підхід до розв’язання проблеми потребує численних детальних досліджень, тому у статті здійснено

спробу вивчити взаємозв’язок між особливостями конструкції, матеріалами елементів трибопар осьових підшипників ковзання та експлуатаційними показниками опор тришарошкових бурових доліт. Відтак задачею досліджень є пошук резервів у підвищенні довговічності осьових підшипників ковзання та встановлення умов за яких забезпечується їх ефективна робота.

Дослідження проводились в умовах реального виробництва бурових доліт, за умов математичного планування експериментів, комплексним застосуванням експериментальних лабораторних та натурних випробовувань. Для цього використано потужності дослідних лабораторій, стендового устаткування та центральної заводської лабораторії ТзОВ „УніБурТех”.

Сьогодні для підшипника „п’ята – підп’ятник” застосовують теплостійкі зносостійкі матеріали, а конструктивне виконання може мати відмінності. Зокрема в конструкціях опор доліт фірми „Varel” у шарошках виконуються отвори під вихід з опори очисного і охолоджуючого агента й створення сприятливих умов для виникнення вибіркового перенесення осьових підшипників ковзання [13]. За даними аналізу пошкоджень та зносу відпрацьованих доліт таких конструкцій виявлено, що тут підшипник „п’ята – підп’ятник”, порівняно із долотами інших виробників, функціонує найкраще. Наприклад, оглядом відпрацьованих підп’ятників і п’ят (рис. 1) виявлено, що робочі поверхні тертя пари є гладкими, що свідчить про добрі умови тертя. Очевидно, це пов’язано з конструкцією підп’ятника, який містить спеціальну канавку у вигляді кільця (рис. 1, а) в якому при терті накопичується тверде мастило. Конструкція п’яти також має особливості. Тут канавки для охолоджуючого агента розташовані під кутом 120° (рис. 1, б). Це при наявності срібного покриття, забезпечує умови сталого вибіркового перенесення. Рух охолоджуючого агента з опори у вибіт забезпечує підвищення якості очищення вибою та покращує умови проникнення породоруйнівного оснащення в породу і її руйнування. Все це, а також регламентоване застосування долотних сталей та зносостійких матеріалів дозволяє забезпечувати одні з найкращих експлуатаційних показників доліт цієї фірми.

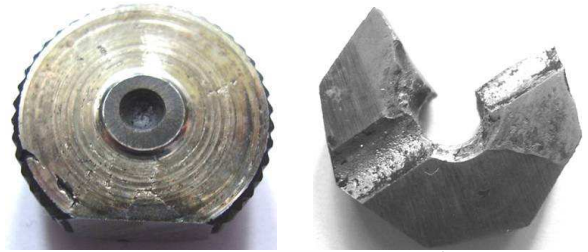
Аналіз втрати працездатності деталей підшипника „п’ята – підп’ятник” вітчизняних виробників доліт свідчить, що при значних перекосах в опорі, навантаження припадає на окремі ділянки контактуючих поверхонь. У результаті маємо знос, утворення тріщин не тільки робочих поверхонь цих деталей, а й їх руйнування (рис. 2). При виникненні люфтів у опорі в ділянці найменшого перерізу п’яти зафіксовано випадки катастрофічного руйнування (рис. 2, б), що вело до раптової відмови опори через її заклинювання.

При роботі доліт без значних люфтів у опорах, спостерігається прогресуюче зношування робочих поверхонь деталей підшипника „п’ята – підп’ятник”. Оскільки п’яти мають



а – під'ятник, б – п'ята

Рисунок 1 – Загальний вигляд зі сторони робочих поверхонь пар тертя підшипника „п'ята - під'ятник” опори відпрацьованого тришарошкового долота фірми „Varel”

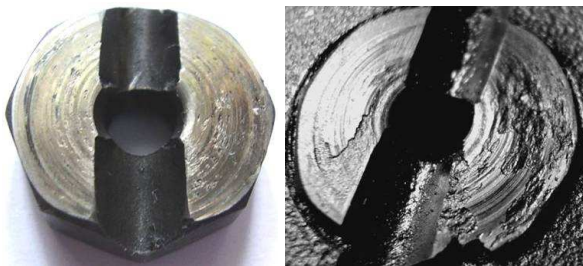


а – під'ятник, б – п'ята

Рисунок 2 – Загальний вигляд зі сторони робочих поверхонь пар тертя підшипника „п'ята – під'ятник” опори відпрацьованого тришарошкового долота вітчизняного виробництва

вищу твердість і зносостійкість, то тут поверхні зазнають загального незначного зносу та нашарування матеріалів зношених елементів опори (рис. 3). Стосовно під'ятників, то тут на робочій поверхні маємо значний знос і задири (рис.4). Все це свідчить про вкрай важкі умови роботи деталей згаданого підшипника, а також нагальну необхідність у підвищенні його довговічності.

тивно вплинули на працездатність опор, однак застосування таких рішень для опор доліт малих типорозмірів призвели до руйнування у ділянці пресування п'яти (тріщини розвиваються від торця цапфи лапи до малої роликів бігової доріжки), що вело до передчасного заклинювання в малому роликівому підшипнику. Тому слід шукати нові конструкторсько-технологічні рішення проблеми довговічності підшипника „п'ята – під'ятник”.



а – утворення значної шорсткості, задирів, б – нашарування зношених фрагментів металу деталей опори, задири

Рисунок 3 – Загальний вигляд зносу робочої поверхні п'яти

Одним з нових напрямків у вирішенні цієї проблеми є впровадження 2009-2010 р. нових конструкцій деталей розглядуваного підшипника (рис. 5). Тут реалізовано ідею про покращення охолодження збільшення виїмки у під'ятнику і збільшення направленості потоку охолоджуючого агента в п'яті. Ці зміни пози-



а – під'ятник, б – п'ята

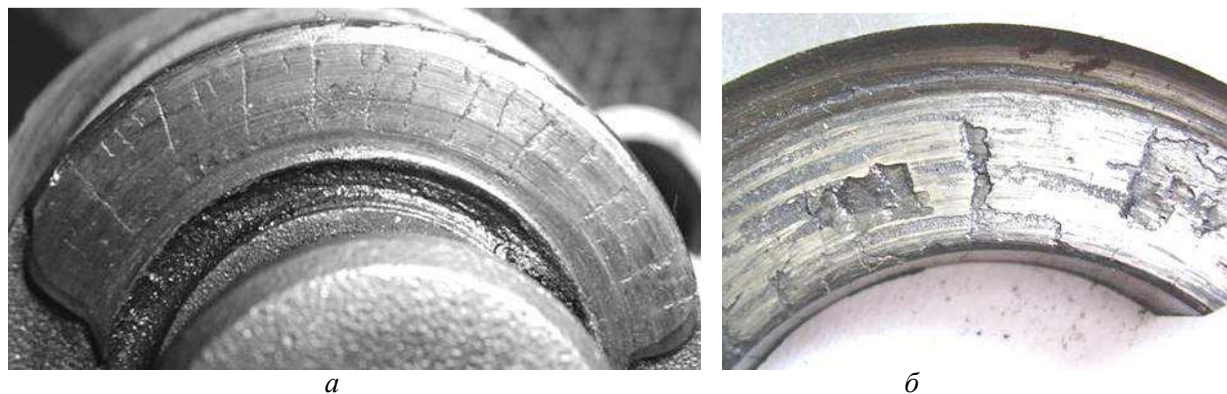
Рисунок 5 – Загальний вигляд зі сторони робочих поверхонь пар тертя підшипника „п'ята – під'ятник” опори тришарошкових бурових доліт

Аналізом також встановлено значні пошкодження і руйнування підшипників „УТЦЛ – УТШ” в яких не забезпечуються сприятливі умови для тертя ковзання [15]. Тут найбільшого руйнування, порівняно із наплавленим упорним торцем цапфи лапи (рис. 6, а), зазнає цементований упорний торець шарошки (рис. 6, б).



а – перед пресуванням (після пресування шліфується і полірується), б, в – після відпрацювання і зносу опори

Рисунок 4 – Загальний вигляд робочої поверхні під'ятника



а – характер зносу наплавленого упорного торця лапи (×2)
б – зруйнована цементована поверхня торця шарошки (×4)

Рисунок 6 – Загальний вигляд типового стану робочих поверхонь підшипника „УТЦЛ – УТШ” відпрацьованих опор відкритого типу

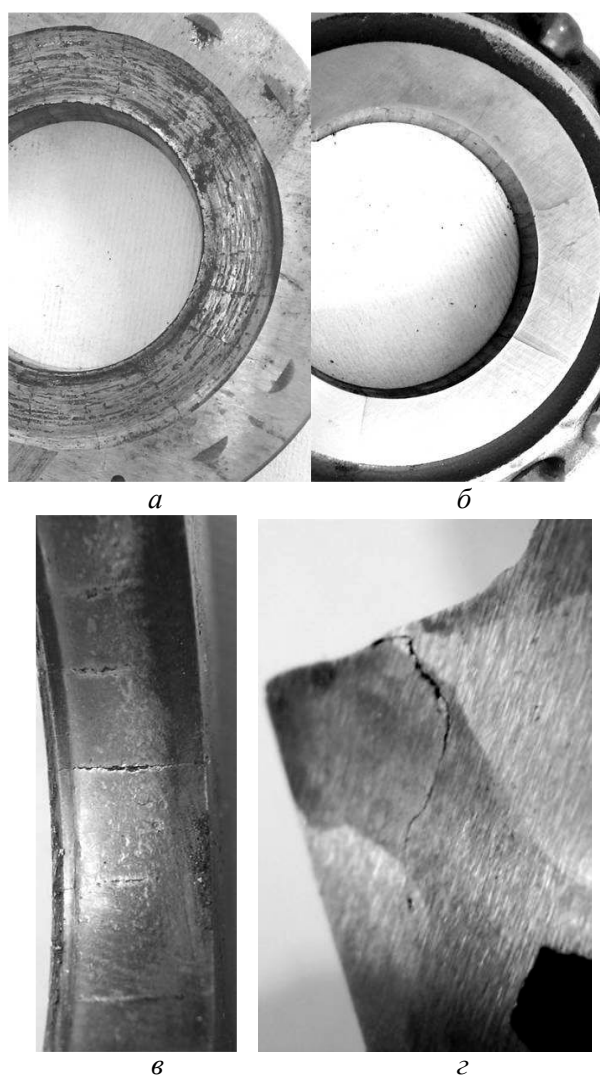
На характер зносу деталей підшипника „УТЦЛ – УТШ” впливають якісні показники плавки сталі та параметри ХТО [7]. На зношеній поверхні цементованого шару упорних торців утворюються тріщини, перпендикулярні до напрямку тертя і сліди викришування цементованого шару, що свідчить про вкрай важкі умови роботи трибологічної пари (рис. 7). Високий вміст карбідів (вище 4 балів) у цементованих шарах упорних торців шарошки та на бігових доріжках цапф лап різко знижує зносостійкість трибопари. На шарошках із такої сталі фіксується найвищий ступінь утворення тріщин, контактного руйнування і відшарування цементованого шару.

Стендовими випробуваннями також виявлено, що у випадку коли упорний торець починає працювати швидше, ніж пара „п’ята – підп’ятник”, відбувається інтенсивне зношування тіла шарошки на упорному торці [7]. У випадку, коли інтенсивно починають руйнуватися опорні поверхні підшипникових рядів також зафіксовано пришвидшення зносу досліджуваної пари. Виникнення осьових люфтів через просідання п’яти і підп’ятника спричинює до перенавантаження підшипника „УТЦЛ – УТШ” і збільшення значення крутного моменту.



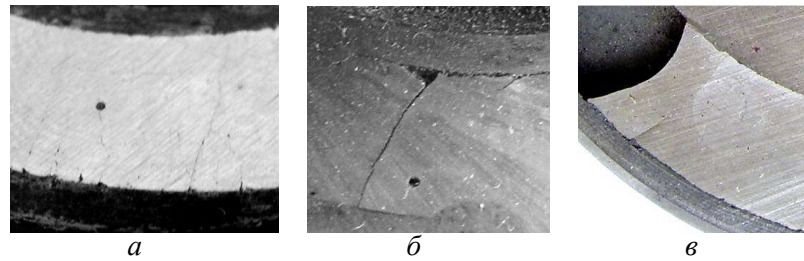
Рисунок 7 – Типове відшарування фрагментів цементованого шару (×500)

Зауважимо, що руйнування цементованого упорного торця шарошки відбувається не тільки поверхневим руйнуванням. Частими є випадки поширення тріщин у серцевину тіла шарошки (рис. 8), що при низькій тріщиностійкості сталі веде до катастрофічних руйнувань шарошки і раптової відмови долота на вибої.



а – вигляд зі сторони робочої поверхні упорного торця (№1),
б – вигляд у перерізі серцевини шарошки (№1),
в – вигляд зі сторони малої роликівної бігової доріжки (№1),
г – вигляд тріщини в поперечному перерізі упорного торця (№2)

Рисунок 8 – Темплети відпрацьованої шарошки вирізані в ділянці упорного торця



*а – сітка тріщин; б – локальні тріщини, дрібні відколювання;
в – тріщини, відколювання значних фрагментів*

Рисунок 9 – Руйнування наплавленого стеліту на упорному торці цапфи лапи

На працездатність осьових підшипників також впливають зазори в опорі по поверхнях тертя пар „УТЦЛ – УТШ” і „п’ята – підп’ятник”. При відсутності биття шарошки знос є мінімальним і залежить від конструктивного виконання упорного підшипника ковзання „п’ята – підп’ятник” та узгодженої роботи всіх підшипникових рядів опори. При зростанні зазорів, особливо коли це веде до різкого підвищення торцевого биття, – зростають ударні навантаження. У результаті інтенсифікується процес руйнування відповідальних поверхонь опори. При цьому найбільших пошкоджень зазнають елементи роликів рядів, а також наплавлена робоча поверхня упорного торця цапфи лапи (рис. 9). Крім цього, в роботу інтенсивно вступає замковий підшипник кочення, і за недостатньої його вантажності зміщується його бігова доріжка, різко зростають перекоси в опорі.

Отже, для підвищення довговічності вузла „УТЦЛ – УТШ” можна виділити наступні перспективні шляхи:

1. Підвищувати довговічність підшипника „п’ята – підп’ятник” та конструкторськими методами забезпечувати оптимальний розподіл навантаження в опорі. Слід уникати випадків, коли основне навантаження опори припадає на якийсь один чи декілька елементів. Здійснювати жорсткий контроль зазорів і не допускати биття шарошок.

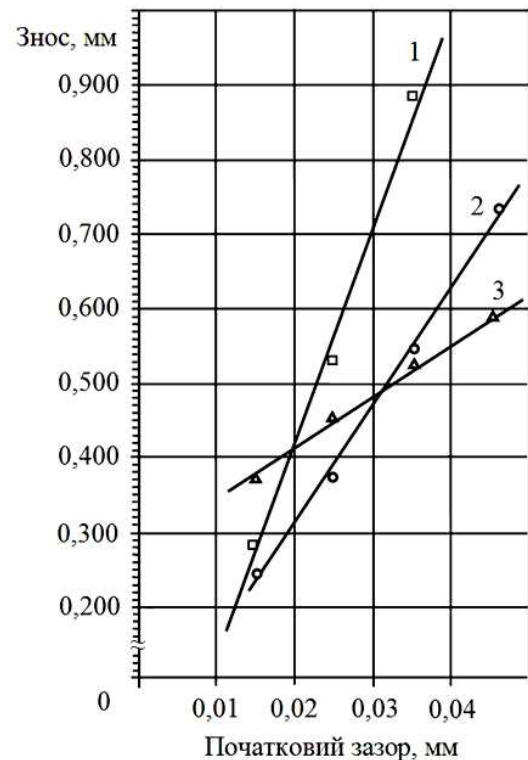
2. Вдосконалити конструкцію спряжених упорних торців з метою відведення тепла та забезпечення вибіркового перенесення.

3. Підвищити зносостійкість та тріщиностійкість упорного торця шарошки. З цієї метою слід застосовувати для виготовлення шарошок плавки сталі електрошлакового переплаву найвищої якості та забезпечувати точність процесів ХТО.

Здійснені стендові випробовування секцій бурових доліт свідчать, що найбільший ефект досягається при узгодженні зазорів між робочими поверхнями осьових підшипників ковзання та збільшенні вантажності замкового кулькового підшипника кочення (рис. 10).

Зауважимо, що зношування підп’ятника найшвидше проходило у серійній конструкції (рис.10, а). У конструкції із узгодженими зазорами (рис.10, б) зношування було повільніше практично на половину порівняно із базовою конструкцією. Опора з підвищеною вантажніс-

тю замкового підшипника кочення показала практично в 3 рази меншу швидкість зносу порівняно із базовою конструкцією.



*1 – серійна конструкція опори;
2 – конструкція опори, у якій початкові зазори у осьових підшипниках однакові;
3 – конструкція опори із підвищеною вантажністю замкового підшипника кочення*

Рисунок 10 – Залежність середнього значення зносу підп’ятників від початкового зазору між спряженими поверхнями пари „п’ята – підп’ятник” в опорах тришарошкових доліт 244,5 Т-ПВ

Вивчення шляхів усунення випадків руйнувань торця цапфи лапи із вставною п’ятою свідчить, що тут ефективно застосовувати наплавлену зносостійким матеріалом. Як показано в [4] наплавлення п’яти із стеліту Stellite 190 забезпечує підвищення працездатності опори. З цією метою розроблено конструкцію та технологію виконання наплавленої п’яти. Технологія дозволяє формувати в наплавленій п’яті отвір для охолоджуючого агента. Суттєвими

відмінностями конструкції є уведення на підп'ятнику спеціального пазу для охолоджуючого агента. Аналізом відпрацювання таких опор встановлено, що зміна характеру охолодження в парі „п'ята – підп'ятник” позитивно впливає на працездатність опори. Тим не менше, конструкторсько-технологічне пропрацювання опор з такими парами „п'ята – підп'ятник” виявило низку проблем. Зокрема, виявлено що в секції з шарошкою №1 підшипник „п'ята – підп'ятник” гірше працює коли зазор між робочими поверхнями тертя більший 0,01мм. У цій секції, як осьові, так і радіальні биття повинні зводитись до нуля. Також необхідно жорстко контролювати кінцеві механічні операції оброблення робочих поверхонь пар тертя та складальні операції. Загалом необхідно забезпечувати зазори по парах тертя усіх підшипників однаковими у межах 0,01-0,02 мм.

Також у окремих випадках на наплавленій п'яті фіксували тріщини, інколи вони можуть з'являтися на 5-7 годинах роботи опори в стендових умовах. За результатами аналізу встановлено, що у наплавленому стеліті, поряд із дрібними і незначними за кількістю й величиною порами (діаметром до 1-2 мм), можуть бути пори довжиною 6-8 мм і товщиною 3-5 мм. При перевантаженнях наплавленої п'яти у цих ділянках веде до інтенсивного тріщиноутворення. Тому здійснено дослідження із підвищення якості технологічного процесу наплавлення.

Для з'ясування можливостей підвищення працездатності підп'ятників вивчали технологію їх виготовлення та якісні показники зміцнення.

Підп'ятники (сталь Р6М5) піддають нагріву до температури 800-850°C, а потім у рідкому середовищі з температурою 1210-1230°C. Охолодження здійснюють у оливі. Термообробка також включає термоциклювання, що реалізується трикратним нагрівом до температури 650°C протягом години та охолодженням на повітрі. Встановлено [4], що для підп'ятників типовою є структура відпущеного приховано за голкового і дуже дрібного голкового мартенситу з дрібними неоднорідними за величиною включеннями карбідів та зернами колишнього аустеніту. Твердість підп'ятників дорівнювала HRC64. Зауважимо, що досить часто фіксується знеуглечення поверхневих шарів підп'ятників. Якщо глибина знеуглечення сягає більше 0,25 мм, тобто на глибину більшу від механічного оброблення, то є небезпека швидкого зносу підп'ятника. У ході якісного контролю підп'ятників виявлено також їх схильність до утворення прихованих і ледь помітних візуально тріщин, які під дією навантажень спричинюють до крихкого руйнування підп'ятників. Тому до виготовлення підп'ятників повинні висуватись жорсткі вимоги щодо контролю термічної обробки. Особлива увага при контролі якості структури сталі підп'ятників повинна приділятися карбідній однорідності.

Важливим у підвищенні довговічності підп'ятників є вдосконалення технологічного процесу, а саме виготовлення заготовки. Зва-

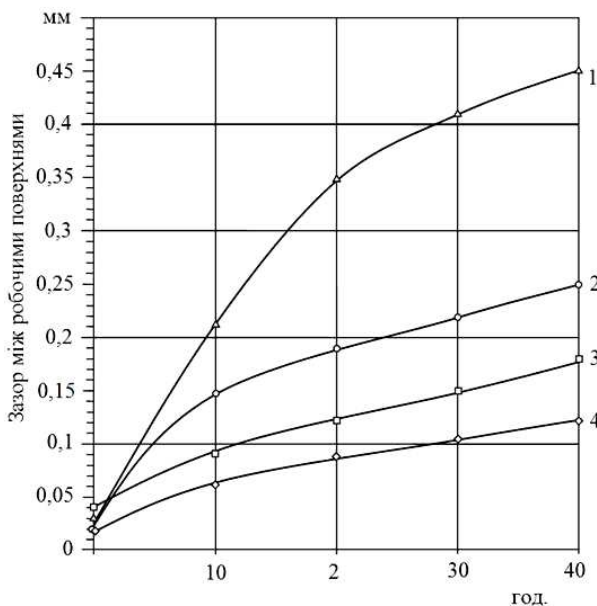
жаючи на дані [14] зроблено спробу виготовлення підп'ятників штампуванням із заготовок що пройшли попереднє кування. Аналізом встановлено, що структура підп'ятників, відповідає всім вимогам технічної документації. Стендові випробовування показали, що такі зміни у технологію виготовлення усувають випадки розколювання підп'ятників та забезпечують збільшення зносостійкості робочих поверхонь деталей в 0,75 разів. Також вивчено можливості застосування для виготовлення підп'ятників сталі BORHLER S600, яка за своїм хімічним складом аналогічна сталі Р6М5. Термообробка підп'ятників зі сталі BORHLER S600 дала HRC66. Проведені випробовування свідчать, що застосування такої сталі для підп'ятників забезпечує збільшення їх зносостійкості приблизно в 1,5 разів.

Ще однією проблемою в низькій довговічності підшипника „п'ята – підп'ятник” є перекошування цапфи лапи відносно осі шарошки. Перекошування п'яти спричинює зростання напружень розтягу в торцевій частині цапфи лапи. Це у окремих випадках веде до розколювання тіла торця цапфи лапи і випадання п'яти. Проведені експериментальні дослідження показали необхідність підвищення точності формування поверхонь отворів, а саме забезпечити підбір dna для отримання необхідної площинності, на яку базується п'ята при запресуванні. Для підп'ятника важливим є формування точності конусних поверхонь, на які він базується. Рекомендується виконувати секції парами п'ята – підп'ятник із забезпеченням зазору 0,01–0,02 мм за умови відсутності явища просідання в момент припрацювання. Для усунення явища просідання п'яти перспективним є забезпечення площинності dna отвору та виконання канавки на його рівні, в яку буде витискатися стружка, утворена при пресуванні. Слід також оптимізувати поля допусків на механічне оброблення отворів під посадку деталей та підвищити якість контролю складальних операцій.

З метою пошуку альтернативного матеріалу для наплавлення упорного торця цапфи лапи у підшипнику „УТЦЛ – УТШ” здійснено його наплавлення твердими порошковими сплавами С-27, 12Н-01, 10Р6М5, Stellite 190 та випробувано у стендових умовах на їх працездатність. У результаті отримали залежності подані на рис. 11. Зауважимо, що в опорах, де упорний торець наплавлявся сплавом Stellite 190 початковий зазор у парі „п'ята – підп'ятник” був максимальним порівняно з іншими опорами. Тим не менше, проаналізувавши пошкодження робочих поверхонь виявлено, що наплавлення сплавом 12Н-01 та 10Р6М5 забезпечує найкращі умови тертя.

Провівши стендові дослідження слід зауважити, що поряд із забезпеченням зносостійкості робочих поверхонь пар тертя необхідно сконцентрувати увагу на умовах забезпечення сприятливих умов роботи пар тертя. Тому вивчали досвід провідних виробників доліт. З цією метою звернуто увагу на низку конструкцій опор зарубіжних тришарошкових бурових до-

літ, у яких на упорному торці шарошки виконуються антифрикційні вставки [16, 17]. Разом із тим, з практики відпрацювання доліт цих конструкцій виявлено, що навіть при зносі спряжених поверхонь в 1-3 мм у осьовому напрямку, в опорі виникають непрогнозовані перекося, що веде до відмов долота. Тому для вдосконалення конструкції опори вибраний шлях, що реалізує ефект оптимізації жорсткості, покращення охолодження та забезпечення самовстановлення робочих трибологічних поверхонь осьових підшипників. З цією метою розроблено нову конструкцію опори з осьовими підшипниками ковзання [18], яка відрізняється тим, що п'ята має здатність до самовстановлення відповідно до величини перекося, спричинених зростанням люфтів у процесі роботи долота. Це забезпечує рівномірність навантаження на підшипники опори.



- 1 – наплавлення сплавом Stellite 190 (початковий зазор у парі „п'ята – підп'ятник” – 0,17);
- 2 – наплавлення сплавом 12Н-01 (початковий зазор у парі „п'ята – підп'ятник” – 0,06);
- 3 – наплавлення сплавом С-27 (початковий зазор у парі „п'ята – підп'ятник” – 0,05);
- 4 – наплавлення сплавом 10Р6М5 (початковий зазор у парі „п'ята – підп'ятник” – 0,01)

Рисунок 11 – Залежність середнього значення зазору між робочими поверхнями пари „упорний торець цапфи лапи – упорний торець шарошки” в опорах тришарошкових бурових доліт 244,5 Т-ПВ

У результаті самовстановлення трибологічної системи робочих поверхонь „п'ята – підп'ятник” сприяє вибірковому ефекту, що позитивно впливає на плавність роботи підшипників опори долота. Виконання у вертикальному напрямку в п'яті та торці опори пазу для підводу охолоджуючого агента підвищує можливість охолодження вузла пари „п'ята – підп'ятник” та дає змогу забезпечувати циркуляцію охолоджуючого агента в умовах зашлямування долота.

При роботі опори розробленої конструкції вузол пари „п'ята – підп'ятник” може навантажуватися зусиллям тільки в межах допустимої величини (вантажності), а надлишок зусилля шляхом змінання спеціального запобіжного виступу передається на всі підшипники опори.

При утворенні перекося відбувається самовстановлення робочих трибологічних поверхонь у системі „п'ята – підп'ятник”, одночасно забезпечується необхідна жорсткість в підшипниках та плавність обертання шарошки. При такому узгодженому функціонуванні деталей опори забезпечується як стабільність її роботи так і її висока несуча здатність, а також ефективне підведення охолоджуючого агента через осьові і радіальні канали в цапфі і п'яті.

Аналізом встановлено, що при втраті паралельності між спряженими поверхнями підшипника ковзання „УТЦЛ – УТШ” (вони розташовані перпендикулярно до осі опори) опора долота зазнає коливань в осьовому напрямку, що створює амплітуду обертання шарошки навколо цапфи:

$$A = \pi R \operatorname{tg} \varphi, \quad (1)$$

де R – радіус упорного торця цапфи лапи,
 φ – кут між площинами контактуючих упорних торців, що утворюється в результаті перекося в опорі долота.

Із ростом зносу, а відтак і кута φ , коливання опори зростають і в умовах роботи долота ведуть до значних динамічних навантажень на опору, що спричинює відмову останньої. Разом із тим відомо, що у випадку коли спряжені поверхні в упорному підшипнику ковзання виконуються злегка вигнутої форми завжди забезпечуються умови для орієнтації осьової сили в центральному напрямку. Зони тиску при цьому розташовані симетрично в квадрантах, що примикають до точок найбільшого зближення зі сторони, протилежної напрямку обертання. При цьому величина торцевого биття тут є у 2 рази меншою порівняно з випадком виникнення перекося у конструкція з рівними площинами контакту [19], які застосовуються у сучасних конструкціях упорних торцевих підшипників ковзання опор бурових доліт.

Несуча здатність упорних підшипників ковзання з сферичними упорними поверхнями визначається величиною контактної напруженості згідно теорії Герца, і залежить від форми поверхонь, по яких відбувається контакт. При цьому відомо, що найменші напруження у зоні контакту виникають при контактні сферично випуклої поверхні із сферично увігнутою поверхнею за співвідношення:

$$\frac{R_{сф.увіг}}{R_{сф.вип}} = 1,01 \dots 1,02, \quad (2)$$

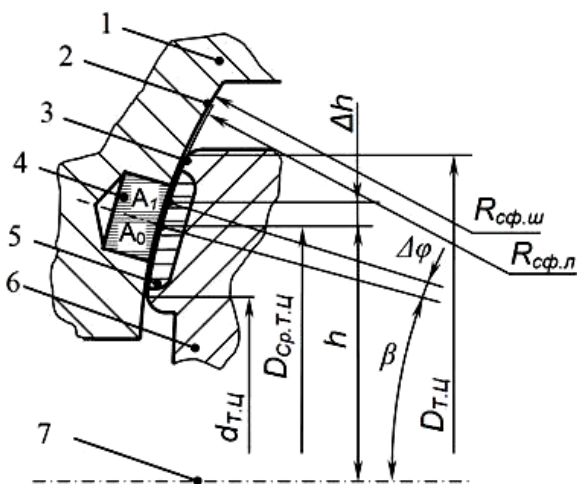
при цьому у всіх випадках напруження зменшуються зі збільшенням діаметру сфер.

Враховуючи сказане вище, конструкція опори бурового шарошкового долота [17] була вдосконалена шляхом внесення низки якісних конструкторських змін. Зокрема, в опору додатково введено осьовий підшипник ковзання

„УТЦЛ – УТШ” (рис. 12), де на упорний торець цапфи лапи з зовнішнім діаметром $D_{Т.Ц}$ наплавляється антифрикційний зносостійкий сплав і його робоча площина має форму випуклої сферичної поверхні радіусом $R_{сф.вун}$, а упорний торець шарошки цементується та виконується з антифрикційними вставками, розташованими у шахматному порядку з середнім рядом по діаметру $D_{Ср}$, що чисельно рівний середньому діаметру $D_{Ср.Т.Ц}$ упорного торця цапфи лапи, і його робоча площина має форму увігнутої сферичної поверхні радіусом $R_{сф.увіг}$, при цьому виконуються умови [20]:

$$\frac{R_{сф.вун}}{D_{Т.Ц}} = 0,8...1,0, \quad (3)$$

$$\frac{R_{сф.увіг}}{R_{сф.вун}} = 1,01...1,02. \quad (4)$$



1 – тіло шарошки;
2 – поверхня упорного торця шарошки;
3 – робоча поверхня упорного торця цапфи лапи;
4 – циліндричні вставки;
5 – наплавлений упорний торець цапфи лапи;
6 – тіло цапфи лапи;
7 – вісь цапфи лапи

Рисунок 12 – Конструкція осевого підшипника ковзання „упорний торець цапфи лапи – упорний торець шарошки” бурового долота згідно з [20]

Розташування циліндричних антифрикційних вставок 4 (рис. 12) у шахматному порядку із середнім рядом по діаметру $D_{Ср}$, що чисельно рівний середньому діаметру $D_{Ср.Т.Ц}$ упорного торця цапфи лапи, дозволяє максимально забезпечити сприятливі умови тертя при змищенні спряжених сферичних поверхонь упорних торців трибопати.

При проектуванні конструкції „упорний торець цапфи лапи – упорний торець шарошки” встановлюють допустимі параметри перекошування шарошки 2 відносно цапфи 1.

Отже, відстань від центру найбільшого навантаження, де виникає максимум герцівського напруження (т. A_0 від осі 7 цапфи лапи 1, рис. 11) визначиться зі співвідношення:

$$h = R_{сф.вун} \sin \beta = a D_{Т.Ц} \sin \beta, \quad (5)$$

де β – номінальний кут положення т. A_0 (рис. 11),

$$a = \frac{R_{сф.вун}}{D_{Т.Ц}} - \text{відношення радіусу сфери}$$

поверхні упорного торця цапфи лапи до діаметра упорного торця цапфи лапи, і приймається $a = 0,8...1,0$.

Якщо найбільше навантаження розподіляється в ділянці середнього кола упорного торця, то

$$h = 0,5 D_{Ср.Т.Ц} = 0,25(D_{Т.Ц} + d_{Т.Ц}), \quad (6)$$

де $D_{Ср.Т.Ц}$ – діаметр середнього кола упорного торця (рис. 11),

тоді орієнтація цього навантаження відносно осі цапфи лапи знайдеться із співвідношення:

$$\sin \beta = \frac{h}{R_{сф.вун}} = \frac{0,25 \left(1 + \frac{d_{Т.Ц}}{D_{Т.Ц}} \right)}{a}, \quad (7)$$

де $d_{Т.Ц}$ – внутрішній діаметр упорного торця цапфи лапи (рис. 10).

У випадку виникнення перекосів у опорі точка найбільшого навантаження C_0 , де виникає максимум герцівського напруження, зміститься на величину Δh і займе, наприклад, положення C_1 . При цьому зміщення номінального кута β відносно осі цапфи лапи, зміниться на величину $\Delta \varphi$, відтак отримаємо:

$$\sin(\beta + \Delta \varphi) = \frac{h + \Delta h}{a D_{Т.Ц}} = \frac{a D_{Т.Ц} \sin \beta + \Delta h}{a D_{Т.Ц}}, \quad (8)$$

або

$$\Delta h = a D_{Т.Ц} (\sin(\beta + \Delta \varphi) - \sin \beta). \quad (9)$$

Припустимо, що між осями шарошки і цапфи лапи виникне перекош значенням 1° ($\Delta \varphi = 1^\circ$), то для осевого упорного підшипника ковзання „упорний торець цапфи лапи – упорний торець шарошки”, у якого упорний торець цапфи лапи має зовнішній діаметр $D_{Т.Ц} = 72,2$ мм і відношення внутрішнього діаметру упорного торця цапфи лапи до зовнішнього діаметру упорного торця цапфи лапи становить

$$\frac{d_{Т.Ц}}{D_{Т.Ц}} = 0,72, \text{ і } a = 1, \quad (10)$$

отримаємо:

$$\sin \beta = 0,25(1 + 0,72) = 0,43, \quad (11)$$

$$\beta = 25^\circ 46' 7'',$$

$$\Delta h = 72,2 (\sin(25^\circ 46' 7'' + 1^\circ) - 0,43) = 1,083 \text{ мм.} \quad (12)$$

У випадку перекоосу $\Delta\varphi = 2^\circ$ отримаємо зміщення $\Delta h = 2,238$ мм.

Отримані значення зміщення цілком відповідають умовам виникнення зазорів у процесі зносу елементів опори шарошкових доліт. Одночасно така конструкція осьового упорного підшипника ковзання „УТЦЛ – УТШ” дозволяє стабілізувати роботу опори і підвищити її несучу здатність в осьовому напрямку за рахунок регламентованого і прогнозованого зміщення контактуючих упорних торців шарошки відносно осі цапфи лапи. При цьому усувається проблема передчасного зносу спряжених поверхонь виключно в зоні максимального навантаження цапфи лапи і виникнення ситуацій, коли між робочими площинами спряжених упорних торців виникає точковий контакт, через що прискорюється зношування виникненням схоплення і задири в упорному торці шарошки.

Як і в конструкції опори [17], при роботі опори виконаної згідно патента [20] пара „п’ята – підп’ятник” може навантажуватися зусиллям тільки у межах допустимої величини (вантажності). При утворенні перекосів відбувається самовстановлення робочих трибологічних поверхонь у системі „п’ята – підп’ятник”, і „УТЦЛ – УТШ”, при цьому одночасно забезпечується необхідна жорсткість в підшипниках та плавність обертання шарошки. При такій роботі опори забезпечується її висока несуча здатність, а також створюються умови і можливість ефективного підведення охолоджуючого агента через осьові і радіальні канали в цапфі лапи та п’яті. Також створення умов вибіркового переносу та ефективного відведення тепла зі спряжених сферичних поверхонь упорних торців цапфи лапи і шарошки забезпечує сприятливі умови для роботи осьових підшипників опори.

Загалом підвищення довговічності опор Р-К-Р з осьовими підшипниками ковзання необхідно здійснювати комплексно.

Найперше необхідно забезпечувати одночасний рівномірний розподіл навантаження між спряженими і контактуючими елементами під час припрацювання доліт та необхідністю зазору 0,01–0,02 мм між парами тертя осьових підшипників ковзання опори. У конструкції опор повинні створюватися умови, які не допускають швидкого утворення биття, як радіального так і особливо осьового. Невід’ємною складовою тут є підвищення якості та контроль технологічних операцій механічного оброблення робочих поверхонь опори та складальних операцій.

Вдосконалення конструкції вузлів осьових підшипників ковзання повинно підвищувати їх конструкційну міцність, особливо це стосується опор тришарошкових бурових доліт малих типорозмірів. Також у осьових підшипниках опор необхідно не тільки застосовувати зносостійкі матеріали і їх зміцнення, а й створювати умови для сприятливих умов тертя. Конструкція повинна забезпечувати якісне охолодження та явище вибіркового перенесення у зоні тертя. Для цього розроблено новий напрямок у вдосконаленні конструкції опор доліт з осьовими

підшипниками ковзання, який відрізняється тим, що довговічність опор забезпечується мінімальними зазорами і належними умовами контакту спряжених поверхонь торця цапфи лапи і торця шарошки при виникненні перекосів між віссю цапфи лапи і шарошки. Це досягається шляхом реалізації ефекту стабілізації роботи опори і підвищення її несучої здатності в осьовому напрямку за рахунок регламентованого і прогнозованого зміщення контактуючих упорних торців шарошки і цапфи лапи.

Висновки

Досліджено характер пошкодження та основні причини низької довговічності елементів осьових підшипників ковзання відкритих опор кочення тришарошкових бурових доліт для високообертового буріння. Встановлено взаємозв’язок між особливостями параметрів конструкції підшипників ковзання, застосуванням зносостійких матеріалів та експлуатаційними показниками відкритих опор тришарошкових бурових доліт. Обґрунтовано ефективність комплексного підходу у підвищенні довговічності осьових підшипників ковзання таких опор, що у цілому розв’язує проблему підвищення довговічності тришарошкових бурових доліт. Цей підхід включає вдосконалення конструкції підшипників опори та технології їх виготовлення, а також застосування зносостійких і теплостійких матеріалів. Це загалом підвищує контактну витривалість й зносостійкість елементів опори, затримує у часі, або усуває випадки заклинювання опор. Обґрунтовано необхідність у підвищенні стійкості опори проти передчасного утворення люфтів та перекошувань шарошки відносно осі цапфи лапи. З цією метою розроблено та апробовано низку конструкцій опор доліт.

Надалі перспективним є розробка комплексного підходу у підвищенні довговічності герметизованих опор доліт, що включає вдосконалення технології автоматизованого механічного оброблення цапф лап. Це повинно підвищити якісні показники та конкурентоздатність вітчизняних бурових доліт.

Література

1 Новые пары трения для шарошечных долот / В.П.Бондаренко, Л.Е.Василенко, А.В.Галков [и др.] // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: сборник научных трудов. – Вып. 8 – К.: ИСМ им. В.Н.Бакуля, – 2005. – С. 262-265.

2 Структура и свойства деталей пар трения опор шарошечных долот различных изготовителей / В.П.Бондаренко, А.В.Галков, И.А.Гнатенко [и др.] // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: сборник научных трудов. – Вып. 7. – К.: ИСМ им. В.Н.Бакуля, – 2004. – С. 225 – 232.

3 Петрина Ю. Д. Вплив конструкторсько-технологічних параметрів на працездатність опор тришарошкових гірничорудних бурових доліт / Ю. Д. Петрина, Р. С. Яким, Т. Б. Пасинович // Нафтогазова енергетика. – 2008. – № 1 (6). – С. 72–77.

4 Підвищення довговічності опор тришарошкових бурових доліт з осьовими підшипниками ковзання / Р. С. Яким, Ю. Д. Петрина, Т. Б. Пасинович, Я. Р. Круглій // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2009. – № 3 (32). – С. 5–11.

5 Богомолов Р. М. Методы повышения эффективности разрушения горных пород при бурении скважин шарошечными долотами: дис. ... доктора техн. наук: 25.00.15 / Богомолов Родион Михайлович. – М., 2001. – 434 с.

6 Неупокоев В. Г. Вопросы теории и практики проектирования, производства и эксплуатации буровых шарошечных долот / Неупокоев В. Г. – Самара: Издательство Самарского научного центра Российской академии наук, 2000. – 376 с.

7 Підвищення працездатності пари тертя „упорний торець бурта лапи – упорний торець шарошки” в тришарошкових бурових долотах для високообертового буріння / Є. І. Крижанівський, Р. С. Яким, Л. Є. Шмандровський, Ю. Д. Петрина // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – № 4 (29). – С. 90–97.

8 Морозов Л.В. Повышение долговечности буровых долот на основе компьютерного анализа элементов конструкций и их сборки: дис. ... кандидата техн. наук: спец. 05.02.08 / Морозов Леонид Владимирович. – Самара, 2003. – 180 с.

9 Яким Р.С. Аналіз ефективності функціонування підшипників відкритих опор тришарошкових бурових доліт / Р. С. Яким // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: сборник научных трудов. – Выпуск 14. – К.: ИСМ им. В.Н.Бакуля, НАН Украины, 2011. – С. 129–134.

10 Яким Р. С. Науково-прикладні засади підвищення довговічності тришарошкових бурових доліт: дис. ... доктора техн. наук: 05.05.12 / Яким Роман Степанович. – Івано-Франківськ, 2012. – 293 с.

11 Современные шарошечные долота, проблемы их совершенствования и повышения надежности / [Торгашов А. В., Барвинок В. А., Бикбулатов И. К. и др.]; под ред. А. В. Торгашова. – Самара: Самарский научный центр РАН, 2000. – 190 с.

12 Яким Р. С. Підвищення працездатності опор тришарошкових бурових доліт з осьовими підшипниками ковзання / Яким Р.С., Петрина Ю.Д. // Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування: праці Міжнародної науково-технічної конференції, 21-24 вересня 2009р. Тернопіль (Україна) / Відповідальний редактор В. Т. Трощено / НАН України і-т проблем міцності, М-во освіти і науки України Тернопільський державний техні-

чний ун-т ім. Івана Пулюя. – Тернопіль: Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя [та ін.]. 2009. – С. 336 – 341.

13 Varel international Makers of world class drilling bits: catalogues / [Varel international corporate headquarters] – Carrollton, Texas: Ridgeback Marathon, 2004. – 24 p.

14 Полевой С. Н. Обработка инструментальных материалов: справочник. – [2-е изд., перераб. и доп.] / Полевой С.Н., Евдокимов В.Д. – К.: Техника, 1988. – 175 с.

15 Аналіз працездатності тришарошкових бурових доліт типу ОК з відкритою опорою / Є.І.Крижанівський, Р. С. Яким, Л. Є. Шмандровський, Ю. Д. Петрина // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: сборник научных трудов. – Выпуск 13. – К.: ИСМ им. В.Н.Бакуля, НАН Украины, 2010. – С. 74 – 77.

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

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

18 Пат. 38858 Україна, МПК E21B 10/22, E21B 9/08 Опора бурового шарошкового долота. / Ю.Д.Петрина, Р.С.Яким (Україна); заявник і патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – № u 2008 09051; заявл. 10.07.08; опубл. 26.01.2009 Бюл. № 2.

19 Орлов П. И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн. 2. / П. И. Орлов. – [изд. 2-е, перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1977. – С. 422.

20 Пат. 99530 С2 Україна МПК E21B 10/22 (2006.01) F16C 17/02 (2006.01) Опора бурового шарошкового долота. / Р.С.Яким, Ю.Д.Петрина, І.С.Яким (Україна); заявник і патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – № а 2010 15702; заявл. 27. 12. 2010; опубл. 27. 08. 2012, Бюл. № 16.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
21.08.14*

*Рекомендована до друку
професором **Петриною Ю.Д.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором **Кіндрацьким Б.І.**
(Інститут інженерної механіки та транспорту
Національного університету
«Львівська політехніка», м. Львів)*