

НАФТОГАЗОПРОМИСЛОВЕ ОБЛАДНАННЯ

УДК 622.24.051.55

ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ І ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ВІДКРИТИХ ОПОР Р-К-Р ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛІТ

Р.С. Яким

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

Встановлено основні причини та наслідки типових руйнувань роликів периферійного і кульок замкового підшипників кочення. Встановлено, що аналізована конструкція Р-К-Р відкритих опор тришарошкових бурових доліт не забезпечує надійності роботи підшипників кочення через виникнення явищ проковзування, втрати стійкості і розвороту роликів, а також низької вантажності замкового кулькового підшипника. Встановлено, що такі негативні явища можна усунути вдосконаленням конструкції опори шляхом введення полімерних сепараторів з металевими наповнювачами для роликів рядів з метою забезпечення компенсації неоднорідного навантаження роликів по довжині та підвищення їх здатності до самовстановлення й відновлення нормальної кінематики їх руху. Для забезпечення нормальної роботи роликів і недопущення явищ руйнування кульок замкового підшипника кочення ефективним є підвищення вантажності цього вузла.

Ключові слова: працездатність, довговічність, опора, долото, конструкція, ролик, кулька.

Установлены основные причины и следствия типовых разрушений роликов периферийного и шаров замкового подшипников качения. Установлено, что анализируемая конструкция Р-Ш-Р открытых опор трехшарошечных буровых долит не обеспечивает надежности работы подшипников качения вследствие явлений проскальзывания, потери стойкости и разворота роликов, а также низкой грузоподъемности замкового шарикового подшипника. Установлено, что такие негативные явления можно устранить усовершенствованием конструкции опоры путем введения полимерных сепараторов с металлическими наполнителями для роликовых рядов с целью обеспечения компенсации неравновесной нагрузки роликов по длине и повышения их способности к самоустановке, восстановления нормальной кинематики их движения. Для обеспечения нормальной работы роликов и предотвращения явлений разрушения шариков замкового подшипника качения эффективно повышать грузоподъемность этого узла.

Ключевые слова: работоспособность, долговечность, опора, долото, конструкция, ролик, шарик.

The main causes and results of type destruction of peripheral rolling-contact bearing rollers and ball rolling-contact bearing layers are defined. At's determined, that analyzed construction of three-cone rock bits R-B-R open bearings doesn't guarantee the reliability of rolling-contact bearing work because of slipping facts appearing, loss of stability and rollers turn, and also low load-carrying capacity of ball bearing. At's defined, that such negative facts can be avoided by improving of the bearing construction by using polymeric separators with metal fillers for roller lines with the purpose of providing of rollers irregular loading and increase of their self-adjustment ability, resumption of normal motion kinematics. At's necessary to increase load-carrying capacity of the unit for guaranteeing normal work of rollers and avoiding the facts of ball rolling-contact bearings balls destruction.

Keywords: efficiency, durability, bearing, rock bit, construction, roller, ball.

Сучасні тришарошкові бурові долота з підшипниками кочення отримали широке застосування при бурових роботах і від їх надійності та ефективності суттєво залежать вартість проходки і продуктивність буріння. І хоч за останні роки зроблено значний поступ у підвищенні довговічності шарошкових доліт, сьогодні маємо часті випадки недопрацювання долота, чи його раптові відмови через вихід з ладу опори. Це пояснюється вкрай важкими умова-

ми експлуатації доліт. За таких умов неможливо використовувати конструкторсько-технологічні рішення та заходи, що дають значний ефект у підвищенні довговічності підшипників кочення, які випускаються підшипниковою промисловістю. Тому дослідження причин втрати працездатності опор доліт з підшипниками кочення є актуальними.

Аналізу працездатності сучасних опор шарошкових доліт з підшипниками кочення, ви-

конаних за схемою ролик-кулька-ролик (Р-К-Р), присвячено роботи [1-4] та ін. Проте явища в опорах кочення, що визначають їх працездатність, вивчені ще недостатньо. Перші вагомі дослідження якісного аналізу розподілу навантаження між підшипниками опори шарошки свідчать [1, 2], що навантаження між підшипниками розподіляється нерівномірно. Здебільшого навантаження сприймається тільки двома підшипниками – кульковим і великим роликовим, або кульковим і малим роликовим підшипниками. При довільному варіанті навантаження найбільше навантаження сприймає кульковий замковий підшипник. У сучасних конструкціях опор кочення для розвантаження кулькового замкового підшипника в осьовому напрямку виконують підшипник ковзання по спряжених поверхнях упорного торця лапи і упорного торця шарошки. Як правило, упорний торець лапи наплавляють, а упорний торець шарошки піддається цементації. Також в ряді конструкцій передбачено ще один осьовий підшипник ковзання – „п’ята-підп’ятник”. Однак опори шарошкових бурових доліт, що використовуються для розбурювання особливо міцних порід, інколи виявляють низьку стійкість замкового кулькового підшипника. Зафіксовано: розколювання тіл кочення, деформацію на біговій доріжці лапи з утворенням другої бігової доріжки, люфти і зміщення в осьовому напрямку шарошки, руйнування бурта замкового кулькового підшипника. Це може бути пояснене неефективним функціонуванням осьових підшипників ковзання, які виявляють низьку працездатність у відкритих конструкціях опор. Зокрема, встановлено [3], що недосконала конструкція, недосконалість технології виготовлення та складання вузла, а також низькі експлуатаційні показники матеріалів підшипників ковзання спричинюють роздільну, незгоджену роботу упорного підшипника ковзання і замкового підшипника. В момент припрацювання і усталеного зношування основне навантаження припадає на упорний підшипник. Причому його експлуатація на початковому етапі характеризується гранично допустимими режимами. Після того як підшипник ковзання „п’ята-підп’ятник” зношується, починає працювати замковий підшипник або підшипник ковзання „упорний торець лапи-упорний торець шарошки”. Це спричинює припрацювання окремих підшипників в неоптимальних умовах, коли знос сусідніх підшипників уже досягнув певних значень і утворились люфти та збільшилось биття шарошки. Це, у свою чергу, призводить до швидкого виходу з ладу роликових підшипників, які призначені для експлуатації в умовах дії тільки радіальних навантажень і є дуже чутливими до зміни напрямку робочого навантаження. Відтак, у одному випадку маємо знос опори з плавною втратою працездатності з можливим кінцевим заклинюванням і раптову відмову опори зумовлену заклинюванням.

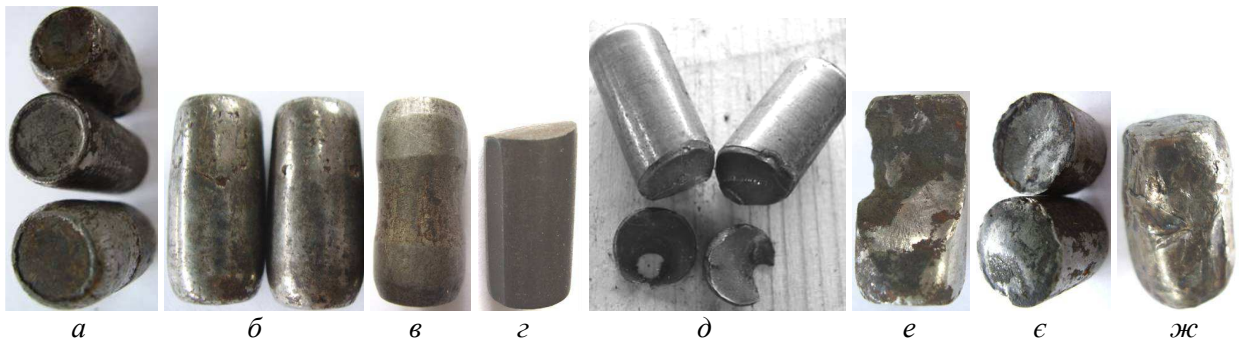
Заклинювання опори шарошок бурових доліт може виникати з декількох причин, пов’язаних із: зносом і руйнуванням осьових

підшипників ковзання, руйнуванням буртів, з втратою нормальних умов роботи кулькових і роликових рядів опор, з особливостями взаємодії робочої поверхні долота з пороною вибою свердловини. Необхідно зауважити, що однією з найбільш типових причин заклинювання шарошок є розлад великого роликового підшипника опори долота. Внаслідок того, що ведучі периферійні вінці шарошок розташовуються під великими роликовими рядами, основна вантажність долота визначається стійкістю цих рядів, і при бурінні вони піддаються значному розбалансуванню. З другого боку, розташування цих рядів при основі шарошок сприяє більш інтенсивній циркуляції промивальної рідини всередині їх і подальшому зношуванню їх обертючих деталей абразивними частинками промивального чи очисного агента. Даний стан підтверджується і промисловими спостереженнями, які вказують на те, що зі збільшенням питомої ваги глинистого розчину відносно спрацювання периферійних рядів опор долота у порівнянні з внутрішніми рядами підвищується. Відтак, надійність периферійного роликового підшипника опори, як правило, визначає частоту відмов у роботі долота. Причиною відмов у більшості випадків є зношування роликів по діаметру і ширині бігової доріжки, що призводить до значного проковзування, розвороту роликів й заклинювання шарошок на опорах [4]. Необхідно зауважити, що при осьовому навантаженні на комплекти 60-70 кН і швидкості обертання шарошок порядку 100 об/хв. вже після 30-40 год на бігових доріжках цапфи виникають значні контактні руйнування. Отже, у навантаженій зоні цапфи лапи виникають опори руху тіл кочення, що призводить до розбалансування руху роликових рядів. В цей час, як правило, ролики зазнають значних контактних навантажень.

Отже, завданням даного дослідження є встановлення основних причин та наслідків типових руйнувань підшипників відкритих опор Р-К-Р тришарошкових доліт.

Для вирішення цього завдання було здійснено аналіз елементів опор тришарошкових бурових доліт 244,5 ОК-ПГВ-Д26 і 250,8 ТКЗ-ПГВ-Д27 як в процесі роботи, так і повністю відпрацьованих у реальних умовах гірничозбагачувального комбінату (ГЗК) [5]. Для встановлення динаміки зносу і руйнування елементів опори було зроблено аналіз стану опор, які відпрацьовували у стендових умовах. Для цього кожні 5 чи 10 год комплекти знімалися, розбиралися і проводилось оцінювання стану елементів опор. Особлива увага була сконцентрована на стані роликів периферійного підшипника та навантаженої поверхні великої бігової доріжки.

Якісний аналіз елементів опор виявив, що перекося в опорі та раптові перевантаження збільшують контактні напруження по краях роликів, що спричинює пластичну деформацію (рис. 1, а) та інтенсивний знос (рис. 1, б-г) чи викришування, сколювання частинок по краях основи роликів (рис. 1, д). При значних динамічних перевантаженнях ролики розколюються



а – утворення буртів на основах роликів від пластичної деформації; б – заокруглення торців і набуття конусоподібної, а потім бочкоподібної форми поверхні; в – заокруглення торців, утворення фасок і заглибини по основі (набуття вісімкоподібної форми); г – знос під кутом основи і утворення на твірній поверхні вибоїн від тертя сусідніх роликів та площинності від тертя об бігову доріжку; д – відколювання фрагментів в основі ролика; е – поздовжнє розколювання; є – поперечне розколювання; ж – утворення заглибин та сколювання на твірній

Рисунок 1 – Типові руйнування роликів великого периферійного підшипника відкритих опор тришарашкових бурових доліт

повністю (рис. 1, е-є). Комплексна дія контактних навантажень, високої температури, процесів тертя спричинює катастрофічне руйнування тіл кочення (рис. 1, ж). Встановлено, що ролики з підвищеною твердістю (вище HRC60) виявляють значну схильність до крихкого руйнування (рис. 1, д-є). При занижених значеннях твердості роликів (нижче HRC56) відбувається пластична деформація в основі ролика інтенсивне зношування. У результаті пластичної деформації ролика його довжина збільшується і він починає інтенсивно гальмуватися буртами бігових доріжок. У випадку деформації буртів спостерігається затискання роликів між буртами.

Збільшення зазорів в опорі, значні вібрації та ударні навантаження спричинюють втрату стійкості до самовстановлення роликів. Тобто досягається межа, за якою ролик не повертається у нормальну орієнтацію. Відтак створюються умови для розвороту роликів у постелі бігової доріжки. Як правило, це явище пов'язано зі зносом ролика по торцях, утворення фасок в основі. В результаті ролик спочатку зношується і деформується по торцях (рис. 2), набуваючи в основі загострення, що призводить до зростання ризику руйнування ролика у постелі бігової доріжки. Далі ролик котиться і ковзає у перекошеному стані і фаски по основі працюють з біговою доріжкою шарошки, а твірна інтенсивно зношується до бігової доріжки цапфи лапи, тим самим ролик набуває вісімкоподібної форми (рис. 1, в). Якщо втрата стійкості ролика настає швидше за заокруглення його по торцях основ, то такий ролик може бути затисненим між буртами шарошки чи цапфи лапи. Такі ролики зазнають інтенсивного зносу від ковзання однією біговою доріжкою і від тертя до сусідніх роликів, які будуть ним гальмуватися (рис. 1, г). У результаті ковзання затисненого ролика в опорі виникають значні температури, що інтенсифікує знос і пластичні процеси в контактуючих деталях. Також встановлено, що у випадку крихкого руйнування тіл кочення (рис. 1, д-є) їх



Рисунок 2 – Знос і деформація торців роликів з подальшим загостренням в основі

фрагменти сприяють раптовій втраті працездатності опори через заклинювання. Проте, можливі випадки „перемелювання” дрібних фрагментів (рис. 1, д) і подальшого функціонування опори, що потребуватиме підведення значної потужності до долота.

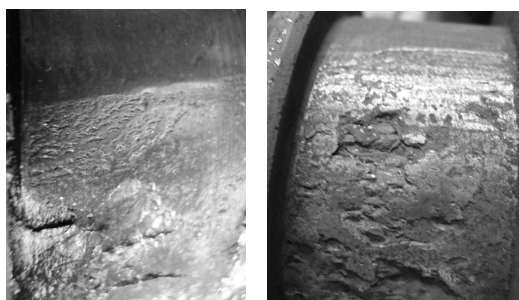
У випадках розколювання роликів на приблизно однакові фрагменти (рис. 1, е) останні набувають округлої форми і продовжують виконувати роль тіл кочення. При цьому бігові доріжки цапфи лапи, як правило, зазнають значних руйнувань не тільки в навантаженій зоні. Фрагменти роликів порушують нормальний рух цілого підшипникового ряду, сприяючи розвертанню інших роликів. Коли ролики зазнають значного зносу і руйнувань (рис. 1, ж), їх рух стає настільки розбалансованим, що вони можуть здійснювати не тільки один розворот. Такі ролики можуть по парі орієнтуватися перпендикулярно до осі бігової доріжки, відтак в опорі інтенсифікуються процеси ковзання і руйнування, спостерігається різке підвищення температури цілого вузла.

Інтенсивне тертя в зоні навантаження тіл кочення за наявності перекосу призводить до неоднорідного зносу по твірній ролика (рис. 1, б). У випадку виникнення ефекту проковзування в ділянках входу роликів з навантаженої зони у навантажену і виходу роликів з навантаженої в ненавантажену зону зношування тіл кочення стрімко зростає. Як правило, верхня тіл кочення вкрита піттингами і слідами втомного контактного руйнування. За таких умов ролики набувають бочкоподібної форми і

є частими випадки затискання роликів між буртами.

Другим важливим аспектом в оцінці довговічності опор доліт Р-К-Р є вплив явища проковзування тіл кочення [6].

Явище проковзування в підшипниках опор доліт за великих питомих навантажень є причиною виникнення дотичних напружень у контактах і викришування поверхневих шарів, а присутність абразиву призводить до інтенсифікації процесів руйнування контактуючих поверхонь опори. Зокрема, встановлено [7], що проковзування роликів великого підшипника відбувається частіше в ненавантаженій, ніж у навантаженій зоні опори. У всіх випадках зі зростанням навантаження проковзування в навантаженій зоні зменшується, а у ненавантаженій зоні збільшується. Значний вплив на проковзування роликів здійснює зазор в підшипнику. З ростом посадкового зазору зменшується кут зони навантаження, тобто зменшується число контактуючих роликів. Однак аналіз відпрацьованих бігових доріжок цапф лап вказує на те, що найбільш руйнівне проковзування відбувається в ділянці виходу роликів з навантаженої сторони (рис. 3). Причому проковзування інтенсифікується у міру зростання зазорів між тілами кочення. Тут добре виражені три ділянки, що відрізняються характером руйнування [7].



*а – пряма лінія переходу, орієнтована під кутом 30° до осі цапфи;
б – крива лінія переходу, орієнтована під кутом 10° до осі цапфи.*

Рисунок 3 – Руйнування роlikової бігової доріжки цапфи лапи долота в ділянці переходу „навантажена сторона – ненавантажена сторона”

У найбільш навантаженій зоні зафіксовано контактне руйнування, утворене динамічними навантаженнями. Далі руйнування спричинюються щораз зростаючою дією дотичних навантажень, що характеризують ковзання тіл кочення біговою доріжкою в умовах дії нормальних навантажень. І, нарешті, найбільш яскраво виділяється ділянка, де тіла кочення виходять з навантаженої зони і діють максимальні дотичні навантаження. На біговій доріжці спостерігається різкий перехід між зоною катастрофічного руйнування цементованого шару і працездатною, менш навантаженою ділянкою бігової доріжки. Необхідно зауважити, що у всіх випа-

дках, де були виявлені перекошені і розвернуті ролики, цей перехід мав форму кривої лінії (кромка цементованого шару), що орієнтується під деяким кутом до осі цапфи (як правило, не меншим 30°), а також коли лінія має значну кривизну. Це пояснює той факт, що рух роликів у навантаженій зоні утруднюється виникненням опорів по лінії твірної, що веде до ефекту ризикування тіла кочення. При цьому відбувається різке зменшення ділянки навантаженої лінії твірної ролика. В умовах значних динамічних навантажень це може призвести до розколювання ролика. Відтак ролик витісняється з навантаженої зони вже з деяким перекосом. Далі, втрачаючи зчеплення з біговою доріжкою і вдаряючись до інших роликів чи буртів постелі бігової доріжки, його орієнтація стає випадковою.

При деформації буртів чи наявності фрагментів зносу елементів опори розколюваних тіл кочення ролики розвертаються [5, 6]. Тобто виникнення перекосу твірних роликів у всіх випадках має негативний вплив на роботу підшипників, в яких наявне проковзування роликів, що узгоджується з отриманими даними в [8]. З іншого боку, в момент припрацювання і усталеної роботи опори відбувається зростання кута між віссю симетрії шарошки і цапфи. Це спричинює різке зростання контактних навантажень у роликів рядів, які є дуже чутливими до перекошування. Крім того, гострий край ролика вступає у взаємодію з буртами і біговою доріжкою, тим самим прискорюються руйнування контактуючих ділянок. Так, контактні руйнування на бігових доріжках периферійного роlikового підшипника виникають в ділянці її країв (рис. 4). Навіть застосування роликів із закругленими меридіанами не вирішує цієї проблеми через значні кути перекошування в опорі та неможливість забезпечити рівномірність розподілу навантаження по всій твірній роликів [8, 9]. Тому важливим є недопущення швидкого виникнення таких перекошувань.



Рисунок 4 – Початкові контактні руйнування в навантаженій ділянці бігової доріжки периферійного роlikового підшипника опори долота

Отже, на інтенсивність руйнування відкритих опор шарошкових доліт суттєво впливають процеси проковзування і перекошування роликів великого підшипника в ділянці переходу „навантажена сторона – ненавантажена сторона”. Поряд з підвищенням контактної тривкості цапфи лапи у навантаженій зоні, важливим є стабілізація роботи роликів рядів опори і недопущення швидкого виникнення явищ про-

ковзування й перекошування роликів. З цією метою здійснені дослідження можливості виконання полімерного сепаратора [10]. При цьому виходили з того, що для підвищення експлуатаційних показників полімерів застосовують наповнювачі – бронзу, мідь та ін., то у розроблений в [11] мастильний матеріал, який складається з суміші компаунду епоксидного К-153 (40%), мінерального мастила (30%) і графітного мастила (30%) з додаванням поліетилен-поліамінного затверджувача було введено металевий наповнювач у вигляді порошоків бронзи і титану [10]. Цей вдосконалений мастильний матеріал був введений в серійну опору шарошкового долота з метою формування сепаратора великого роликівого підшипника (рис. 5).

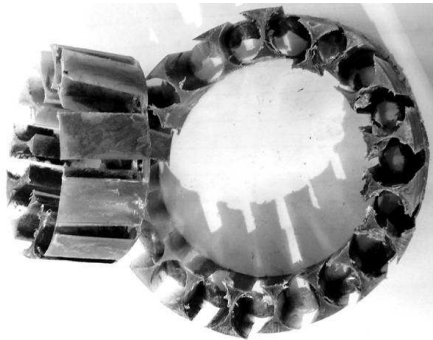


Рисунок 5 – Загальний вигляд комплекту фторопластових сепараторів для малого і великого роликівого підшипників кочення

У ході стендових випробовувань встановлено [10], що полімерний сепаратор забезпечує вищу вібростійкість опори, стійкість роликів до розвертання в постелі бігової доріжки, покращує умови мащення контактуючих поверхонь.

У результаті якісної оцінки поверхонь тертя опори з полімерним сепаратором встановлено наступне [10]. Частилки зносу поліамідної зв'язки утворюються внаслідок появи у його мікрооб'ємах локальних втомних пошкоджень, які виникають під дією циклічних дотичних напружень, що спричинені періодичним контактуванням сепаратора з мікронерівністю поверхонь тіл кочення, бігових доріжок шарошки і цапфи лапи. При цьому частинки, що залишилися в зоні контакту “сепаратор-сталь”, переносяться на сталеву поверхню елементів опори.

Зерна порошку металевого наповнювача, що контактують зі сталевією поверхнею під дією навантаження, проникають углиб поліамідної зв'язки. Зокрема, аналіз поверхневих і приповерхневих шарів та на глибині 2-3мм від поверхні тертя сепаратора виявив (рис. 6, 7, табл. 1), що такі елементи, як V, Fe та ін., які входять до складу легованих сталей елементів опори як продукти їх зносу, дифундували в полімерний сепаратор і здійснювали свій внесок у роботу опори. При цьому в контакт з поверхнею елементів опори вступають щораз глибші шари сепаратора, збагачені зернами порошку металевого наповнювача, який створює захисну плівку в зоні тертя елементів опори.

Отже, ведення металевих наповнювачів у вигляді порошоків бронзи і титану в низьков'язкі модифіковані епоксидні діанові смоли з отверджувачами, що слугують матеріалом сепаратора, позитивно впливає на роботу опор кочення у водному середовищі. Виявлено, що легуючі елементи сталей опори, контактуючи з продуктами зносу, дифундують в полімерний сепаратор і позитивно впливають на роботу сепаратора. Виконання в опорах Р-К-Р таких сепараторів не тільки підвищує стабільність роботи роликівих рядів, а й покращує умови тертя, зменшуючи руйнівну дію на елементи опор явищ проковзування.

Третім аспектом в оцінці довговічності опор доліт Р-К-Р є явища пошкодження елементів замкового кулькового підшипника кочення. Оскільки замковий підшипник не розрахований на сприймання значних навантажень, він інтенсивно руйнується. Зокрема, поряд з руйнуванням бігових доріжок у навантаженій зоні зафіксовано випадки руйнування кульок (рис. 8). Це, в свою чергу, якщо не спричинить заклинювання опори, то створить вкрай важкі умови для функціонування роликівих рядів, які не в змозі нормально працювати в умовах значних осьових навантажень. Для усунення такого негативного явища здійснено пошукові конструкторські дослідження з виявлення резервів вдосконалення конструкції підвищенням вантажності опори.

Встановлено і експериментально обґрунтовано що підвищення вантажності замкового кулькового підшипника на 21% дозволяє відмовитися від малоефективного підшипника кочення „п'ята-підп'ятник”. Експлуатаційні відпрацювання доліт з експериментальними опорами вказали на збільшення проходки всередньому в 1,7 разів порівняно з серійними та вищу стабільність відпрацювання [12]. На розроблену нову конструкцію опори бурового долота, в якій реалізовується ефект підвищення вантажності замкового кулькового підшипника, встановлено основні геометричні співвідношення підшипників та отримано патент [13].

Отже, на основі аналізу працездатності опор Р-К-Р тришарошкових бурових доліт описано основні причини та наслідки типових руйнувань роликів периферійного і кульок замкового підшипника кочення. Встановлено, що аналізована конструкція Р-К-Р відкритих опор тришарошкових бурових доліт не забезпечує надійності роботи підшипників кочення через виникнення явищ проковзування, втрати стійкості і розвороту роликів, а також низької вантажності замкового кулькового підшипника. Встановлено, що такі негативні явища можна усунути вдосконаленням конструкції опори шляхом введення полімерних сепараторів з металевими наповнювачами для роликівих рядів з метою забезпечення компенсації неоднорідного навантаження роликів по довжині та підвищення їх здатності до самовстановлення і відновлення нормальної кінематики їх руху. Для забезпечення нормальної роботи роликів і недопущення явищ руйнування кульок зам-

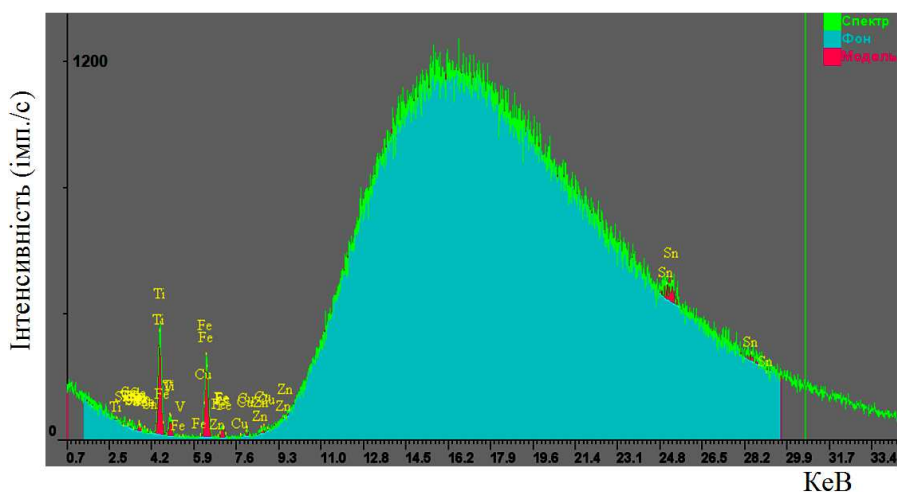


Рисунок 6 – Модель сканограми елементного складу фторопластового сепаратора на поверхні

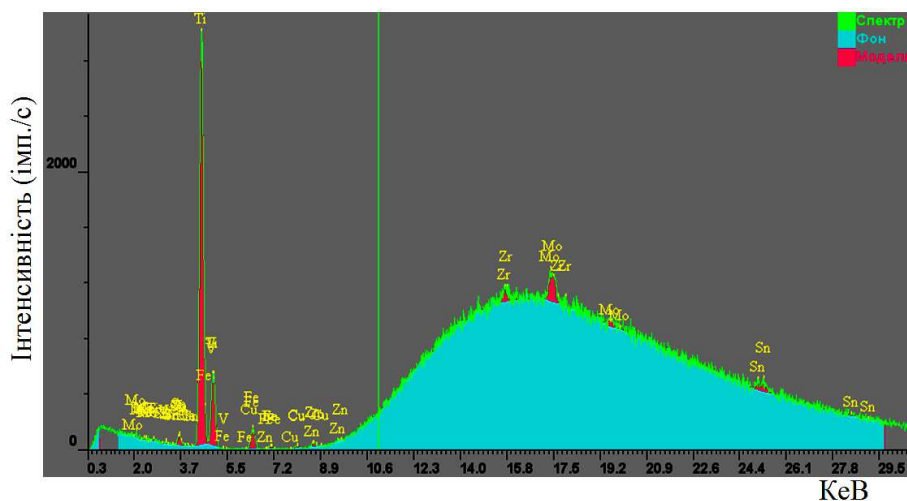


Рисунок 7 – Модель сканограми елементного складу фторопластового сепаратора у серцевині

Таблиця 1 – Вміст хімічних елементів у поверхневих шарах і в серцевині полімерного сепаратора, що відпрацював у опорі тришарошкового бурового долота

Хімічний елемент	Масова частка на поверхні, %	Масова частка в серцевині, %
Si	0.900±0.041	0.365±0.034
Ca	2.280±0.167	0.558±0.015
Ti	88.552±0.314	60.546±0.820
V	1.754±0.233	1.637±0.540
Fe	29.600±0.635	4.046±0.120
Cu	1.023±0.169	0.231±0.032
Zn	0.282±0.031	0.247±0.031
Zr	–	0.286±0.048
Mo	–	0.713±0.052
Sn	6.272±0.656	5.955±0.106

кового підшипника кочення ефективним є підвищення вантажності цього вузла.

Надалі для підвищення працездатності опор необхідно розв'язати проблему стійкості до контактного руйнування бігових доріжок.



а – сколювання фрагменту; *б* – розколювання кульок навпіл і на декілька частин
Рисунок 8 – Руйнування кульок замкового підшипника опори

Література

1 Виноградов В.Н. Исследование нагрузки подшипников опоры шарошечного долота поляризации-оптическим методом / В.Н. Виноградов, А.Ф. Брагин, В.А. Пяльченков, В.А. Боднарчук / Повышение эффективности технологических процессов газонефтяной и нефтеперерабатывающей промышленности путем обеспечения долговечности оборудования и инструмента, под ред. В. Н. Виноградова // Труды Московского института нефти и газа им. И. М. Губкина. – 1987. – Вып. 202. – С. 3–9.

2 Пяльченков В.А. Повышение работоспособности шарошечных долот путем рационального распределения нагрузок по элементам вооружения: дис. ... кандидата техн. наук: 05.04.07 / Пяльченков Владимир Александрович. – М., 1983. – 216 с.

3 Петрина Ю.Д. Вплив конструкторських 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 Яким Р.С. Вплив експлуатаційних параметрів навантаження в роликівому підшипнику тришарошкового бурового долота на його роботу / Р.С. Яким // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 1 (22). – С. 38–43.

5 Яким Р.С. Аналіз працездатності опор Р-К-Р тришарошкових бурових доліт / Р.С. Яким // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції: у трьох частинах. – Ч. II. – Суми: Вид-во СумДУ, 2010. – С. 120–121.

6 Яким Р. Аналіз ефективності функціонування підшипників відкритих опор тришарошкових бурових доліт / Р. Яким // 10-тий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: праці. (Львів, 25-27 травня 2011 р.). – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2011. – С. 77–78.

7 Барыльник В.Н. Влияние основных факторов на величину проскальзывания роликов в опорах долот / Н.И. Марухняк, Н.А.Жидовцев, С.А.Посташ, В.Ф.Еременко // Нефтяная и газовая промышленность. – 1975. – №3. – С.9–12.

8 Посташ С.А. Повышение надежности и работоспособности шарошечных долот / С.А. Посташ. – М.: Недра, 1982. – 120 с.

9 Рымар А.М. Повышение несущей способности подшипников качения опор шарошечных буровых долот: дис. ... кандидата техн. наук: 05.02.02 / Рымар Александр Миронович. – Львов, 1987. – 263 с.

10 Працездатність полімерного сепаратора опор кочення тришарошкових бурових доліт / Р. Яким, Ю. Петрина, І. Яким, Ю. Павловський // Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій: матеріали міжнародної науково-технічної конференції (Тернопіль, 19-21 травня 2010 р.). – Тернопіль: ТНТУ, 2010. – С. 114–115.

11 Барыльник В.Н. Повышение стойкости шарошечных долот путем оптимизации геометрических параметров элементов опор и улучшения условий их работы: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.07 „Машины и агрегаты нефтяной и газовой промышленности” / В. Н. Барыльник. – М., 1985. – 24 с.

12 Підвищення стійкості опор тришарошкових бурових доліт / Є.І. Крижанівський, Р.С. Яким, Л.Є. Шмандровський, Ю.Д. Петрина // Машинознавство. – 2009. – № 8. – С. 28–32.

13 Пат. 94293 Україна, МПК Е21В 10/22 (2006.01) Опора шарошкового бурового долота. / Є.І. Крижанівський, Р.С. Яким, Л.Є. Шмандровський, Ю.Д. Петрина (Україна); заявник і патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – № а 2009 04722; заявл. 13.05.09; опубл. 26.04.2011, Бюл. № 8.

Стаття надійшла до редакційної колегії
 05.07.11

Рекомендована до друку професором
 Ю. Д. Петриною