

НАФТОГАЗОПРОМИСЛОВЕ ОБЛАДНАННЯ

УДК 622.24.051.004.6

ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛІТ ШЛЯХОМ ОПТИМІЗАЦІЇ КОНСТРУКЦІЇ РОЛИКОВОГО ПІДШИПНИКА

Ю.Д.Петрина, Р.С.Яким

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

e-mail: public@nung.edu.ua

Установлено аналітичну залежність впливу геометричних параметрів роликів на їх розворот в процесі експлуатації шарошечних бурових долот. Чем більше геометричні розміри роликів, тем більше будуть обмежуватися умови для їх розвороту в верхній частині цапфи долота. Проведені стендові випробування повністю підтвердили теоретичні припущення про переважувальний вплив діаметра ролика на умови його розвороту. Установлено, що оптимальним співвідношенням l/d ролика буде 1–1,5, а не 1,7–2 як рекомендують діючі технічні умови виготовлення шарошечних долот. Також висота бурта бегової дорожки повинна становити 0,7–0,8 радіуса ролика.

The analytical dependence of influence of roller geometrical parameters on their turn in the process of cone rock bit exploitation is determined. The larger rollers geometrical dimensions are. The more conditions for their turn in an upper part of rock bit journal will be limited. Theoretical suppositions about prevail influence of roller diameter on its turn conditions were completely corroborated by conducted stand test. At's fixed that optimum ratio of l/d roller is 1–1,5 instead of 1,7–2 recommended by technical conditions of cone rock bits making. The height of race collars must be equal to 0,7–0,8 of roller radius as well.

Сучасний міжнародний досвід експлуатації бурових доліт свідчить [1], що усунення проблем з підшипниками опори дає значний резерв у підвищенні довговічності шарошечних доліт. Вдосконалення підшипників кочення можна умовно поділити на декілька підгруп – оптимізація геометрії підшипників і їх елементів, підбір матеріалів і їх обробок, роботи з поліпшення процесів мащення і охолодження елементів опори. Всі роботи з вдосконалення геометрії підшипників зводяться, в основному, до зменшення контактних напружень в елементах опори. Ефективний спосіб підвищення довговічності опори – видозміна форми тіл кочення. Такі рішення можуть стосуватись і конструкції роликів [2]. Для можливості прийняття рішення з підвищення довговічності шарошечних доліт в даному напрямку необхідно розглянути основні причини втрати їх працездатності. Тому були проаналізовані дані експлуатації бурових тришарошечних доліт, які виготовляє ВАТ „Дрогобицький долотний завод”.

Отже, при бурінні свердловин тришарошковими долотами дуже часто трапляється заклинювання їх шарошок на цапфах лап. В таких випадках шарошки перестають обертатися і заїдають з характерним зношуванням шарошок

(рис. 1, а). Нерідко спрацювання шарошок призводить до того, що на забої залишаються елементи тіл кочення опор чи самі шарошки (рис. 1, б).

Заклинювання шарошок бурових доліт може виникати з двох причин, пов'язаних:

- 1) з втратою нормальних умов роботи кулькових і роликів рядів опор;
- 2) з особливостями взаємодії робочої поверхні долота з породою забою свердловини.

Як свідчить практика буріння, при сучасних конструкціях опор тришарошечних доліт внутрішньому заклинюванню шарошок у більшості випадків сприяють розлад і розворот на біговій доріжці роликів великого ряду опори долота.

Внаслідок того, що ведучі периферійні віні шарошок розташовуються під великими роликівими рядами, основна вантажопідйомність 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 них і подальшому зношуванню їх обертових деталей абразивними частинками бурового розчину. Такий стан підтверджується і промисловими спостереженнями, які вказують на те,



а – зношення шарошок; *б* – зношення шарошок з втратою однієї в забої
Рисунок 1 – Характерні ознаки втрати робототності при заїданні шарошок



а – руйнування опори; *б* – розворот і руйнування роликів
Рисунок 2 – Руйнування роликового підшипника

що зі збільшенням питомої ваги глинистого розчину відносно спрацювання периферійних рядів опор долота порівняно з внутрішніми рядами підвищується.

Як засвідчив аналіз огляду відпрацьованих доліт з опорою ролик-кулька-ролик (РКР), найбільшому руйнуванню піддається великий роликовий підшипник (рис. 2). Надійність його роботи, як правило, визначає частоту відмов у роботі долота. Причиною відмов у більшості випадків є зношення роликів по діаметру і ширині бігової доріжки, що призводить до значного проковзування, розвороту роликів й заклинювання шарошок на опорах. Незважаючи на очевидну важливість досліджень кінетики руху роликів і причин, що призводять до їх розвороту, існують суперечливі думки відносно раціональних геометричних параметрів ролика. Одні твердять, що раціональним треба вважати меншу довжину ролика (l), але збільшений діаметр (d), інші – навпаки. Сьогодні в конструкціях доліт, що виготовляються на ВАТ „Дрогобицький Долотний завод” згідно з ОСТ 26-02-1315-84, співвідношення l/d прийнято 1,5...2, а у американських долотах навіть більше [3].

Разом з тим ні теоретичного, ні експериментального підтвердження прийнятих співвідношень практично немає.

Дослідження Браженцева В.П. [4] засвідчили, що для доліт раціонально використовувати вкорочені ролики, але оптимальні їх розміри не встановлені до кінця. Проведені випробування дослідних доліт з вкороченими роликами дали позитивні результати. Однак подальшого розвитку ці роботи не отримали.

У зв'язку з цим актуальним є вивчення причин і умов розвороту роликів у біговій доріжці опори долота і встановлення впливу цього явища на довговічність опори і долота.

В дослідженнях [5] з кінетики руху і проковзування роликів у підшипнику долота доведено, що основними причинами розвороту роликів у біговій доріжці є:

- нерівномірність навантаження ролика по біговій доріжці;
- міжроликовий зазор, що збільшується через зношення роликів по діаметру, який сумується при виході ролика з навантаженої зони в ненавантаженої;
- зношення роликів по торцю та буртів бігової доріжки;

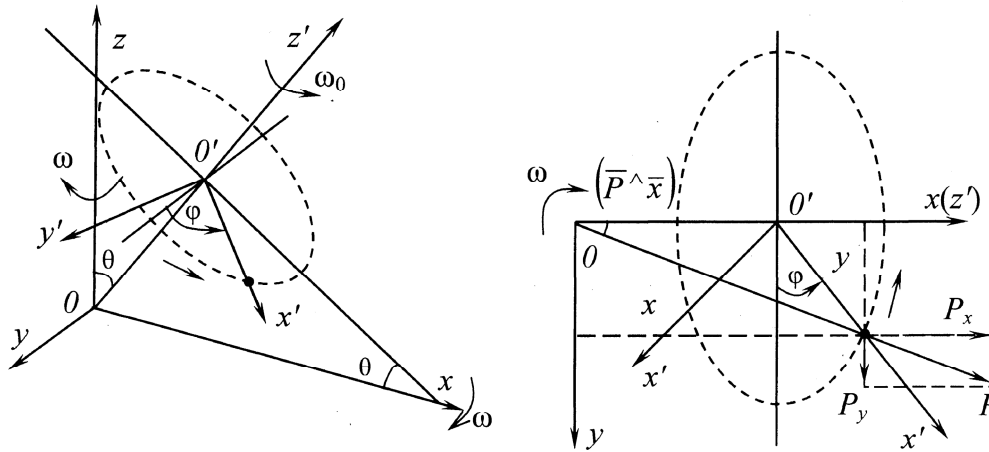


Рисунок 3 – До розрахунку параметрів кочення роликів опори

– різниця в швидкостях руху ряду роликів й шарошки і защемлення кінця ролика при перекосі шарошки, можливість якого зростає зі зношуванням ролика і бігової доріжки.

Для розв'язання даної проблеми було поставлено завдання дослідити умови розвороту роликів у біговій доріжці залежно від співвідношення геометричних розмірів роликів і встановити їх оптимальне співвідношення.

Гіпотезою дослідження є твердження про те, що розворот ролика може бути у випадку, якщо довжина діагоналі ролика стане співмірною з шириною бігової доріжки підшипника.

Дослідженням розвороту роликів у шарошковому підшипнику присвячено роботи таких вчених: Антонова Н.В., Бабаєва С.Г., Браженцева В.П., Ганієва А.І., Данієляна І.А., Жидовцева Н.А., Комма Е.Л., Левченко А.Т. та ін. Проте у відомих роботах спостерігаються суперечливі твердження.

Зокрема, автори [4, 6] вважають, що однією з причин розвороту роликів у підшипнику є контактування торців ролика з суміжними поверхнями шарошки внаслідок зношування опорного замкового кулькового підшипника. Хоч для розвороту роликів не обов'язковий контакт уступу шарошки з торцем ролика, як вважають в [6]. Для цього достатній перекіс шарошки відносно цапфи за наявності зазорів у підшипників.

Автори [2] довели, що раціональне співвідношення довжини ролика до його діаметра значно зменшує небезпеку розвороту роликів. Автори справедливо вважають, що в цьому випадку діагональ ролика більша за ширину і для здійснення розвороту роликів потрібне більше зношення торців роликів і буртів бігової доріжки. Промислові випробовування доліт, у яких $l/d = 1,3...1,4$, виконані МІНГ ім. І.М.Губкіна і ВНДІБТ, засвідчили ефективне підвищення довговічності на 40-60%.

В роботі [7] запропоновано зменшити осьовий зазор між направляючими буртами на цапфи і роликом, проте в роботі не береться до уваги довжина діагоналі.

Для усунення виявлених протиріч і упущень було поставлено завдання проаналізувати, в яких умовах під час буріння при коченні по бігових доріжках ролики можуть розвертатися і призводити до заклинювання шарошок. Також необхідно провести аналітичний аналіз і аналіз зміни діагоналі ролика залежно від його діаметра та довжини.

Для вирішення першої частини задачі було введено системи координат θxyz і $\theta'x'y'z'$, які мають початки відповідно в точці перетину осей цапфи і долота та в центрі обертання бігової доріжки цапфи. Це дало можливість описати процес розвороту ролика і його заклинення. Отже, вибрані осі мають напрямки: θz по осі долота, а $\theta'z'$ по осі цапфи, причому при русі площини $x\theta z$ і $x'\theta'z'$ співпадають одна з одною. Початковим положенням ролика є його розташовується на осі $\theta'x'$ (рис. 3).

Якщо системи θxyz і $\theta'x'y'z'$ обертаються зі сталими кутовими швидкостями, то доцентрові сили, що діють на ролик, визначаються із співвідношень

$$\begin{cases} P_\omega = \sqrt{x^2 + y^2} m \omega_\theta^2 \\ P_u = (x')^2 m \omega_o^2 \end{cases}, \quad (1)$$

де: P_ω, P_u – доцентрові сили, що виникають внаслідок обертання систем θxyz і $\theta'x'y'z'$;

ω_θ, ω_o – кутові швидкості обертання цих систем;

m – маса ролика.

Оскільки в даному випадку координати полюса рівні

$$\begin{cases} x_0 = h \sin \theta \\ y_0 = 0 \end{cases},$$

і $x' = r_u - r_o, y' = 0, z' = 0$, використовуючи рис. 3 визначимо відстані ролика від осі θz за допомогою координат x і y

$$\begin{cases} x(\varphi) = h \sin \theta + (r_u - r_o) \cos \theta \sin \varphi \\ y(\varphi) = (r_u - r_o) \cos \varphi \end{cases}, \quad (2)$$

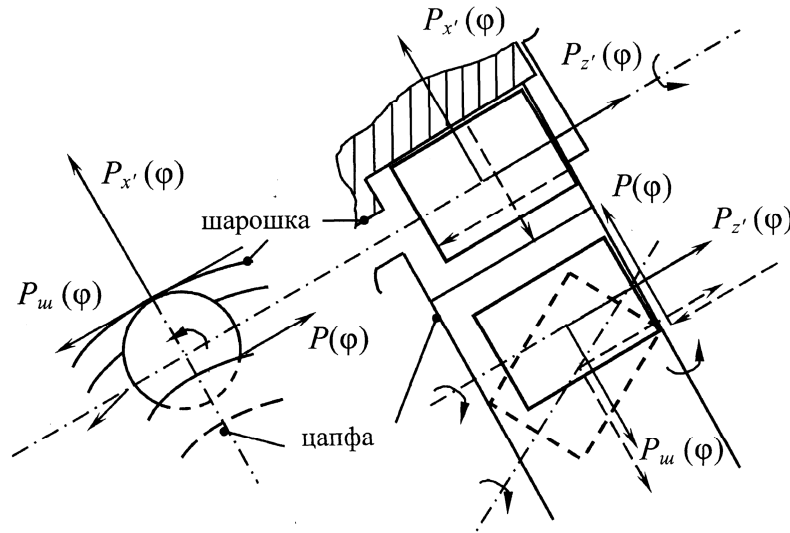


Рисунок 4 – Схема сил, що діють на ролики опори у верхній частині бігової доріжки цапфи

де: r_u, r_0 – радіуси шарошки і ролика;
 h – відстань між полюсами O' і O ;
 θ – кут між осями шарошки і долота;
 φ – кут повороту осі $O'x'$ відносно горизонтальної лінії, проведеної через полюс O' .

На основі виразів (2) доцентрові сили будуть рівні

$$\begin{cases} P_\omega = \frac{G}{g} l(\varphi) \omega_0^2 \\ P_y = \frac{G}{g} (r_u - r_0) \omega_0^2 \end{cases}, \quad (3)$$

де

$$l^2(\varphi) = [h \sin \theta + (r_u - r_0) \cos \theta \sin \varphi]^2 + [(r_u - r_0) \cos \theta]^2.$$

Під дією доцентрових сил в зоні вільного кочення ролик буде притискатися до бігової доріжки шарошки і до верхнього бурта цапфи. Для встановлення при цьому стискаючих сил, що діють на ролик, розглянемо два напрямки сил, які діють на нього (рис. 3, 4),

$$\begin{cases} P_{x'}(\varphi) = P_y + G \cos(\overline{G} \wedge \overline{x}') + P_\omega (\overline{P}_\omega \wedge \overline{x}') \\ P_{z'}(\varphi) = G \cos(\overline{G} \wedge \overline{z}') + P_\omega (\overline{P}_\omega \wedge \overline{z}') \end{cases}. \quad (4)$$

Оскільки

$$\begin{aligned} \cos(\overline{G} \wedge \overline{x}') &= \sin \theta \sin \varphi; \\ \cos(\overline{G} \wedge \overline{z}') &= -\cos \theta, \end{aligned}$$

$$P_\omega (\overline{P}_\omega \wedge \overline{x}') = P_{\omega y} |\cos \varphi| + P_{\omega x} \cos \theta \sin \varphi =$$

$$= P_\omega |\cos \varphi| \sin \left[\arctg \frac{y(\varphi)}{x(\varphi)} \right] + P_\omega \cos \theta \cos \left[\arctg \frac{y(\varphi)}{x(\varphi)} \right],$$

$$P_\omega (\overline{P}_\omega \wedge \overline{z}') = P_\omega \sin \theta \cos \left[\arctg \frac{y(\varphi)}{x(\varphi)} \right],$$

остаточно отримаємо

$$\begin{cases} P_{x'}(\varphi) = \frac{G}{g} [(r_u - r_0) \omega_0^2 + g \sin \theta \sin \varphi + l(\varphi) \omega_0^2 \frac{|\cos \varphi| y(\varphi) + \cos \theta \sin \varphi x(\varphi)}{\sqrt{x^2(\varphi) + y^2(\varphi)}}]; \\ P_{z'}(\varphi) = \frac{G}{g} \left[\frac{l(\varphi) \omega_0^2 \sin \theta x(\varphi)}{\sqrt{x^2(\varphi) + y^2(\varphi)}} - g \sin \theta \right]. \end{cases} \quad (5)$$

Сили тертя ролика об бігову доріжку шарошки і верхній буртик цапфи визначаються з

$$\begin{cases} P_{u'}(\varphi) = f P_{x'}(\varphi) \\ P_{y'}(\varphi) = f P_{z'}(\varphi) \end{cases}, \quad (6)$$

де f – коефіцієнт тертя між рухомими деталями опори.

Сила тертя ролика об бігову доріжку шарошки $P_{u'}(\varphi)$ і сила, що притискає ролик до шарошки $P_{x'}(\varphi)$, будуть сприяти спільному рухові ролика з шарошкою. Однак сили $P_{z'}(\varphi)$ і $P_{y'}(\varphi)$, чинячи опір такому рухові, будуть намагатися розвертати ролик на ложбині бігової доріжки цапфи (рис. 4).

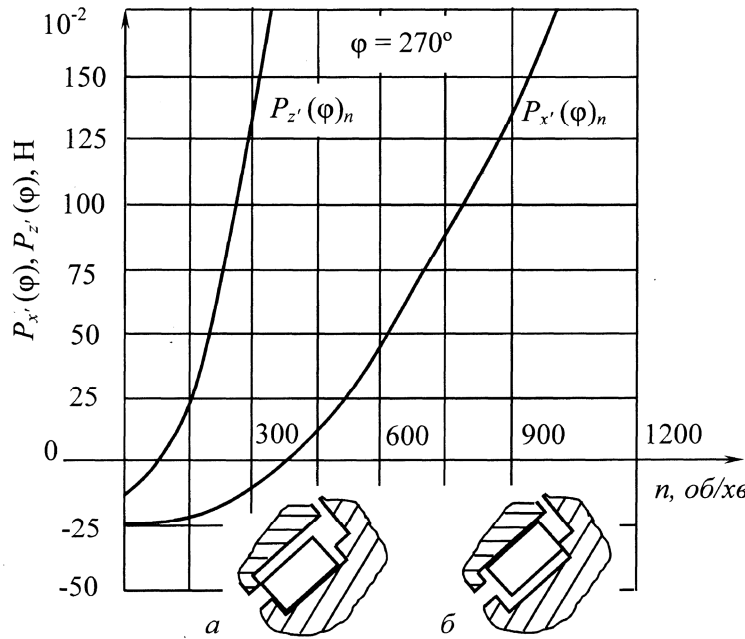
Якщо початковий діаметр і довжину ролика позначити через α_0 і l_0 , а зменшення їх внаслідок зношування відповідно через Δ_d і Δ_l , то для розвороту ролика необхідна умова

$$l \geq \sqrt{(l_0 - \Delta_l)^2 + (d_0 - \Delta_d)^2}. \quad (7)$$

Позначаючи залежність зменшення діаметра ролика від його довжини через деякий коефіцієнт k ,

$$\Delta_d = k \Delta_l,$$

з рівняння (7) отримаємо



a – кочення ролика по біговій доріжці цапфи при малих швидкостях обертання долота,
б – притискання ролика до бігової доріжки шарошки і до верхнього буртика цапфи при великих швидкостях обертання долота

Рисунок 5 – Вплив числа обертів n на величину зусиль $P_{x'}(\varphi)$ і $P_{z'}(\varphi)$, що діють на ролики у верхній частині бігової доріжки цапфи

$$\Delta_d^2 - 2 \frac{l_0 + kd_0}{1 + k^2} \Delta_l + \frac{d_0^2}{1 + k^2} = 0,$$

звідки

$$\Delta_l \geq \frac{l_0 + kd_0}{1 + k^2} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{(1 + k^2)d_0^2}{(l_0 + kd_0)^2}} \right). \quad (8)$$

Наприклад, для розвороту ролика, що має початкові розміри $l_0 = 24$ мм, $d_0 = 12,5$ мм і $k = 0,625$, необхідне його зношування на величину $\Delta_l = 2,65$ мм $\Delta_d = 1,66$ мм.

Якщо при бурінні умова (8) не виконується, але є деяке зношування робочих поверхонь опори, то тоді ролик, потрапляючи косо в зону навантаження, обертаючись, буде ковзати по біговій доріжці цапфи. При цьому ролик буде стиратися по своїй твірній.

При виконанні умови (8) ролик в зоні навантаження буде ковзати майже без будь-якого обертання і заїдатиме односторонньо. При цьому можливий також і злам ролика, що ковзає.

В ділянці навантаження і ковзання може брати участь одночасно декілька роликів даного ряду. Якщо при цьому сила зчеплення шарошки з породою забою свердловини менша від сил, що виникають в опорі, то вона, втрачаючи здатність обертатися, буде ковзати по забою.

Як видно із залежностей (5) і (6), сили, які намагаються повертати ролики в зоні вільного кочення, прямо пропорційні квадрату швидкості обертання долота n . Це створює більш реальну можливість повороту роликів опори дола з збільшенням швидкості його обертання.

Залежність $P_{x'}(n)$ і $P_{z'}(n)$ можна графічно проілюструвати рис. 5. При розрахунку прийнято $\theta = 57^\circ$; $h = 30$ мм; $G = 40 \cdot 10^{-3}$ кг; $r_{ш} = 36$ мм; $r_0 = 6$ мм; $\varphi = 270^\circ$.

Аналіз отриманих кривих свідчить, що доцентрові сили при малих швидкостях обертання долота не будуть достатніми для притискання ролика до бігової доріжки шарошки і верхнього буртика цапфи. При цьому ролик буде котитися по біговій доріжці цапфи і буде тертися нижньою основою об його нижній буртик (5, *a*). При подальшому збільшенні швидкості обертання долота в перерізі $\varphi = 270^\circ$ доцентрові сили будуть перевищувати силу тяжіння ролика, внаслідок чого ролик, відриваючись від цапфи, буде притискатися до бігової доріжки шарошки і до верхнього буртика цапфи (5, *б*).

Саме через це порівняно з роторним бурінням в турбінному бурінні внутрішнє заклинювання шарошок стається частіше.

Якщо позначити відношення початкового діаметра ролика до його початкової довжини через k_0 (для сучасних доліт $k_0 = 0,5$), то вираз (8) набуде вигляду

$$\Delta_l \geq \frac{1 + kk_0}{1 + k^2} l_0 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{(1 + k^2)k_0^2}{(1 + kk_0)^2}} \right). \quad (9)$$

Як видно з цього виразу, чим більші геометричні розміри роликів (9), тим більше будуть обмежуватися і умови для їх розвороту у верхній частині цапфи.

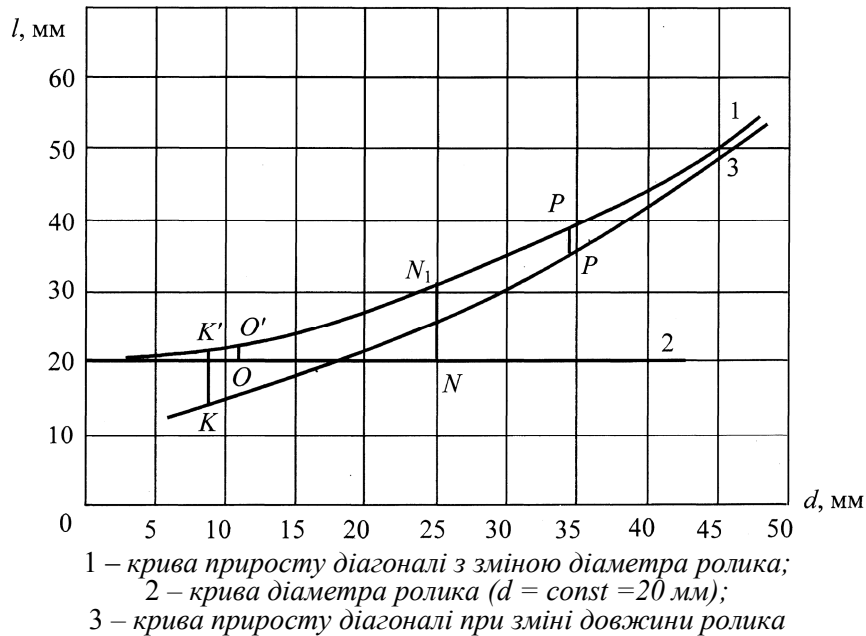


Рисунок 6 – Зміна діагоналі ролика залежно від діаметра і довжини ролика

Було проведено також аналітичний аналіз зміни діагоналі ролика в залежності від його діаметра і довжини.

Для аналізу використали поширений ролик довжиною $l = 20 \text{ мм}$, а діаметр змінювали від 4 мм до 48 мм, простежили зміну діагоналі ролика (рис. 6).

Величина приросту діагоналі $l - H$, де l – діагональ (рис. 6. крива 1); H – ширина роликів доріжки (рис. 6. крива 2). Нехай ширина роликів доріжки буде рівною довжині ролика. Як випливає з рис. 6, зі збільшенням діаметра ролика приріст діагоналі суттєво зростає. Наприклад, при діаметрі ролика 11 мм приріст діагоналі становить 2,5 мм (відіток $O O'$), а при діаметрі 25 мм – 11,3 мм (відіток $N N'$), тобто при збільшенні діаметра в 2,2 рази приріст діагоналі збільшується в 4,5 рази.

При сталому діаметрі і різних значеннях довжин роликів приріст діагоналі значно менший, і зі збільшенням довжини ролика він зменшується. Наприклад, при довжині ролика 8 і 34 мм ($d = 22 \text{ мм} = \text{const}$, рис. 6) приріст довжини діагоналі становив відповідно 15,4 мм (відіток $K K_1$) і 6 мм (відіток $P P_1$), тобто при збільшенні в 4,2 рази приріст зменшується в 2,6 рази.

З проведеного аналітичного аналізу, згідно з вказаним критерієм, впливає, що доцільно збільшувати діаметр ролика, а не його довжину, що має місце в практиці долотобудування.

Для дослідження механізму розвороту роликів периферійного підшипника був розроблений стенд на базі токарно-гвинторізного напівавтомата ІА-730.

Зразком для досліджень був роликівий підшипник, внутрішнє кільце якого (цапфа) насаджувалося на палець (рис. 7), а зовнішнє кільце (шарошка) кріпилося у вузлі кріплення. По осі пальця проведено свердління для подачі в підшипник охолоджуючої рідини. Ширина бі-

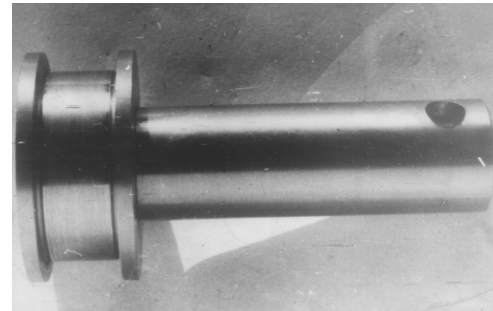


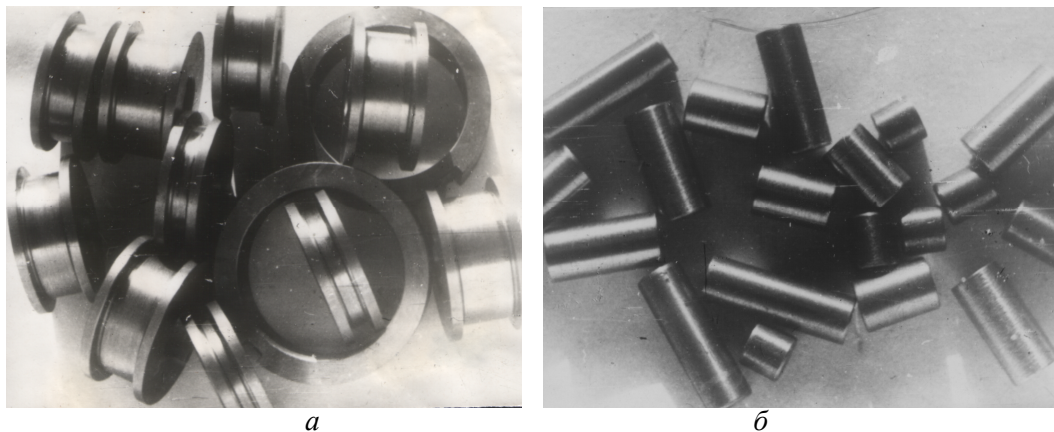
Рисунок 7 – Кріплення стендового зразка

гових доріжок підшипника становила 8, 10, 15, 20, 22, 25, 30 мм (рис. 8, а). З урахуванням зазора між торцем ролика і буртами відповідно до вимог креслень на виготовлення серійних доліт (0,2 мм) діаметр ролика становив 10 мм. Відношення довжини ролика до діаметра становила: 0,8; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0.

В другому випадку ширина бігової доріжки була сталого – 20 мм, а діаметр ролика 15, 10; 12,5; 10,8, (рис. 8, б) тобто відношення l/d становило 1,3; 1,6; 2,0; 2,5.

Швидкість обертання зовнішнього кільця була сталого – 150 об/хв., навантаження на зразок 2000–3000 Н. Промивання здійснювалося водою і глинистим розчином густиною 1,15 г/см³ і умовною в'язкістю за СПВ-5 – 20с.

В реальному долоті цапфа нахилена до забою під кутом 54–57°, а при обертанні долота виникає доцентрова сила, яка притискає ролик до периферійного бурта, що сприяє розвертанню роликів. Оскільки зі зношуванням підшипника перекис шарошки збільшується, то дослідження при перекошеному підшипнику мають практичну цінність. Кут перекошу внутрішнього кільця відносно зовнішнього вибирали мінімальним – 1°30', він створювався за рахунок зазора між пальцем стендового зразка і внутрішнім



*а – внутрішні і зовнішні кільця роликів підшипників
б – тіла кочення з досліджуваними геометричними розмірами*

Рисунок 8 – Стендові зразки внутрішнього і зовнішнього кільця роликів підшипника з елементами кочення

Таблиця 1 – Результати стендових досліджень впливу співвідношення довжини і діаметра роликів на їх розворот (з перекосом цапфи відносно шарошок)

№	Ширина ролика, мм	Довжина ролика, мм	Зношування ролика по діаметру, мм	Сумарне число обертів шарошки	Положення в підшипнику
1	10	30	0,50	85000	не розвернутий
			1,00	20000	розвернутий
			1,50	27000	розвернутий
2	10	25	1,00	85000	не розвернутий
			1,50	42000	розвернутий
3	10	22	1,00	85000	не розвернутий
			2,00	37000	розвернутий
4	10	20	1,00	85000	не розвернутий
			1,50	85000	не розвернутий
			2,50	11000	розвернутий
5	10	15	1,00	85000	не розвернутий
			3,00	85000	не розвернутий
			3,20	43000	розвернутий
6	15	30	1,00	85000	не розвернутий
			3,00	85000	не розвернутий
			4,00	19000	розвернутий
7	15	25	3,00	85000	не розвернутий
			6,00	52000	розвернутий
8	15	22	1,60	85000	не розвернутий
			4,00	85000	не розвернутий
			7,50	21000	розвернутий
9	15	20	1,60	85000	не розвернутий
			4,00	85000	не розвернутий
			8,00	19000	розвернутий
10	15	15	1,60	85000	не розвернутий
			4,00	85000	не розвернутий
			8,00	85000	не розвернутий

діаметром штанги, що регулювався різним діаметром пальців.

Як критерій оцінки результатів досліджень прийнятий розворот роликів чи його відсутність при базі 85 000 обертів шарошки, що від-

повідає 10 годинам роботи долота в роторному бурінні.

Аналіз отриманих даних (табл. 1) засвідчує, що перекош зовнішнього кільця підшипника (шарошки) навіть при незначному перекоші

(1°30') є основною причиною розвороту роликів при відповідній величині зношування роликів і бігових доріжок, що відповідає величині сумарного мікрошликового зазора, рівного діагоналі ролика. Встановлена чітка залежність впливу величини зношування роликів на їх розворот і довжини ролика. Чим довший ролик при сталому його діаметрі ($d = 15$ мм), тим менша величина його зношування потрібна для розвороту. Так, для розвороту роликів довжиною 30 мм необхідне зношування його по діаметру становить 4 мм, для $l = 25$ мм – 6 мм, для $l = 22$ мм – 7,5 мм, для $l = 20$ мм – 8 мм, а для $l = 15$ мм навіть при 8 мм розворот не відбувається.

Важливим аспектом отриманих результатів також є те, що зі збільшенням діаметра ролика при сталій його довжині величина зношування по діаметру необхідна значно більша. Наприклад, для ролика 10×20 розворот настає при зношуванні його по діаметру на 2,5 мм, а для 15×20 – при 8 мм, тобто в 3,2 рази більшим.

Отже, стендові дослідження повністю підтвердили теоретичні припущення про переважальний вплив діаметра ролика на умови його розвороту і засвідчили, що оптимальним співвідношенням l/d ролика є 1–1,5, а не 1,7–2, як рекомендують існуючі технічні умови виготовлення шарошkových доліт.

Для цілісної картини впливу параметрів ролика на довговічність шарошкового долота необхідно також врахувати вплив висоти бурта на явище розвороту роликів. Чим нижча висота бурта, тим менша довжина діагоналі ролика, при якій він може розвернутися. Проведені стендові випробування засвідчили, що висота бурта повинна бути не 0,5 радіуса ролика, а порядку 0,7–0,8 його величини.

Отже, в результаті проведених теоретичних і експериментальних досліджень встановлено аналітичну залежність впливу геометричних параметрів роликів на їх розвертання в процесі експлуатації шарошkových бурових доліт. Чим більші геометричні розміри роликів, тим більше будуть обмежуватися і умови для їх розвороту у верхній частині цапфи долота. Проведені стендові дослідження довели, що оптимальним співвідношенням l/d ролика є 1–1,5. При цьому висота бурта бігової доріжки повинна становити 0,7–0,8 радіуса ролика.

Отримані дані теоретичних і експериментальних досліджень дають підстави рекомендувати до впровадження отримані результати досліджень.

В подальшому актуальними є дослідження контактної витривалості роликівих бігових доріжок і роликів з долотних сталей для встановлення оптимальних шляхів й параметрів їх зміцнення.

Література

1. Международная инженерная энциклопедия. Серия: Нефтегазовая техника и технология (Международный транслятор-справочник) Т.1. Шарошечные долота / Под ред. Кершенбаума В.Я., Торгашова А.В., Мессера А.Г. – М.: Нефть и газ, 2003. – 257 с.
2. Жидовцев Н.А., Крешенбаум В.Я., Гиндзбург Э.С. и др. Долговечность шарошечных долот. – М.: Недра, 1992. – 272 с.
3. Технологическое руководство к долоту для нефтяных полей / Компания инструментов „РИД.” – USA: JOHNSON COVER CO, 1973. – 895 с.
4. Браженцев В.П., Комм Э.Л. О гарантированном зазоре между роликами и направляющими буртами на цапфе шарошечного долота / Исследование работоспособности и износа опор шарошечных долот. – М.: ВНИИОЭНГ, 1973. – С. 42–45.
5. Методика исследования проскальзывания в роликовом подшипнике опор долот / Левченко А.Т., Сейфи Р.Н., Еременко В.Ф. и др. // Труды УкрГипроНИИнефть. – Вып.16. – М.: Недра, 1974. – С. 87–91.
6. Бабаев С.Г., Ганиев А.М., Даниелян И.А. Экспериментально-теоретическое исследование процесса поворота периферийных роликів на механизм заклинивания шарошки / Некоторые пути повышения работоспособности опор шарошечных долот. – М.: ВНИИОЭНГ, 1972. – С. 93–108.
7. Антонов Н.В., Мидлин М.В. О работе роликівых подшипников в шарошечных долотах // Нефтяное хозяйство. – 1958. – № 4. – С. 20–26.