

НАФТОГАЗОПРОМИСЛОВЕ ОБЛАДНАННЯ

УДК 622.24.051.55

ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВСТАВНОГО ТВЕРДОСПЛАВНОГО ОСНАЩЕННЯ ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛІТ

Р.С.Яким, Ю.Д.Петрина, Т.Б.Пасинович

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

Встановлено якісний взаємозв'язок між жорсткістю кріплення твердосплавного вставного оснащення в отворах шарошки та характером руйнування твердосплавних зубків. Науково обґрунтовано перспективність нового напрямку вдосконалення конструкції твердосплавного вставного оснащення за рахунок ранжування значень натягів по всій довжині спряженої поверхні. Це дає змогу досягти високої надійності з'єднання „зубок-шарошка” при забезпеченні необхідної жорсткості системи „порода – зубок – шарошка”. Отримано залежності для встановлення раціональної величини натягу при посадці твердосплавних зубків з комбінованим хвостовиком в тіло шарошки.

Ключові слова: бурове долото, шарошка, натяг, конструкція, зубок, жорсткість.

Установлена качественная связь между жесткостью крепления твердосплавного вставного вооружения в отверстиях шарошки и характером разрушения твердосплавных зубков. Научно обоснована перспективность нового направления совершенствования конструкции твердосплавного вставного вооружения за счет ранжирования значений натягов по всей длине сопряженной поверхности. Это позволяет достичь высокой надежности соединения „зубок-шарошка” при обеспечении необходимой жесткости системы „порода – зубок – шарошка”. Получены зависимости для определения рациональной величины натяга при посадке твердосплавных зубков с комбинированным хвостовиком в тело шарошки.

Ключевые слова: буровое долото, шарошка, натяг, конструкция, зубок, жесткость.

It is determined the qualitative connection between the fixing stiffness of inserted hard-facing alloyed equipment in the cone holes and the destruction character of the teeth made of the hard-facing alloy. It is scientifically based the perspective of new direction of the inserted hard-facing alloyed equipment design improvement owing to the ranging of tension values at full length of the conjugated surface. This improvement allows to get the high reliability of the joining „tooth-cone” on condition that the necessary stiffness of the system „rock – tooth – cone” will be provided. The dependences for the finding of the tension rational quantity in the case of the fit of hard-facing alloyed teeth with the composite tail into the cone body are got.

Keywords: rock bit, cone, tension, design, tooth, stiffness.

Якість закріплення вставних твердосплавних зубків в тілі шарошки є одним з головних чинників, що визначає надійність бурового інструменту в цілому. У свою чергу, конструкція хвостовика твердосплавного зубка визначає можливість з'єднання та впливає на надійність та жорсткість з'єднання з тілом породоруйнівного інструменту. Тому вдосконалення конструкції вставного твердосплавного озброєння тришарошкових бурових доліт є актуальною проблемою.

У вирішенні даної проблеми значний вклад внесено в роботах [1 – 12] та ін. Зокрема, авторами [1] розкрито причини виникнення

тріщин і зрізу матеріалу шарошки у процесі запресовування твердосплавних зубків. Обидва ці явища безпосередньо пов'язані з границею плинності матеріалу деталі, що охоплює зубок, та величиною натягу з'єднання. Причому за високої границі плинності величина допустимого натягу обмежується умовою тріщиноутворення, а за низької – умовою зрізу матеріалу. За високої границі плинності тріщиноутворенню по краю отвору більшою мірою сприяє також концентрація напружень в цій зоні, зумовлена крайовим ефектом, що виникає внаслідок виступання зубка за межі отвору. Встановлені значення натягів під час садіння твердосплав-

них зубків, які лягли в основу рекомендацій для вибору натягу у процесі пресування зубків [1]. Однак, автори не враховували градієнт твердості сталі шарошки по глибині отворів, а також розміри і форму шарошки. Також, автори зупинились тільки на статичних випробуваннях.

Сформульовані основні причини недостатньої міцності з'єднання „зубок – шарошка”, тому під час проектування цього з'єднання рекомендується враховувати твердість поверхневих шарів [2]. Показано, що при пружно-пластичній деформації спряженої поверхні коефіцієнт зчеплення між зубком і отвором збільшується, внаслідок чого міцність спряження підвищується. Однак значні натяги сприяють виникненню мікро- чи макротріщин навколо отвору в радіальному напрямку. Глибина розташування і ширина тріщини залежить від твердості цементованого шару і від величини натягу. Тому автор [3] рекомендує для цементованої сталі твердістю HRC 55-60 за номінального діаметра отвору 10 мм створювати натяг 0,08-0,09 мм. Однак не пропонується аналітичні залежності для можливого проектування натягу в з'єднаннях „шарошка-зубок”.

Відомо [4], що випадання зубків відбувається в результаті прогресування фретинг-корозії, яка виникла при коливальному відносному переміщенні зубка по боковій поверхні отвору внаслідок вібрації і періодичного згину зубка. Для попередження цього явища авторами запропоновано підвищувати зусилля зчеплення між нецементованими поверхнями вінців шарошок і ділянкою виходу зубка з тіла шарошки. Для цього після пресування зубків додатково (в холодному стані) обтискають по периметру поверхні вінців пуансоном. При цьому метал шарошки навколо зубка зміцнюється на HRC 6 – 10 і, відповідно, підвищується границя пружності металу в цьому перерізі.

Відомі спроби зміни конструкції хвостовика зубків під паяння або заплавлення рідкою сталлю в тіло шарошки [5]. Проте спосіб паяння твердосплавних зубків не знайшов застосування при виготовленні доліт великих діаметрів, де можна було б отримати значний ефект.

Здійснений теоретичний аналіз жорсткості з'єднання „зубок-шарошка” [6]. Автори прогнозують підвищення ефективності з'єднання за рахунок збільшення довжини частини зубка, що вплавляється. Однак при цьому неминуче збільшуються розміри опорного вузла. В розрахунковій моделі припускається, що колювання здійснюється без опору, тобто контактний шар має лише пружні властивості, а шарошка жорстка.

Авторами [7] запропоновано виконувати з'єднання „зубок-шарошка” сплавленням, яке ґрунтується на змочуванні поверхні зубка металом шарошки, розчиненням, взаємною дифузії з наступним утворенням твердого зв'язку. Наведено залежності, які дають змогу визначити напруження в твердосплавному зубку, нанесеному шарі і металі шарошки. Для порівняння розглядали напружено-деформований стан з'єднання з натягом „зубок-шарошка”. Автори

оперують середніми значеннями напружень, отриманими з співвідношень нормальних σ_r , і тангенціальних σ_t напружень в циліндричних тілах. Проте в області контактної зони з'єднання „зубок-шарошка” діють радіально-стискаючі σ_r , тангенціальні σ_t і поздовжньо-осьові напруження σ_z .

Для зменшення імовірності руйнувань при пресуванні твердосплавних вставок в отвори тіла бурового інструменту встановлено параметри західної фаски, а також подаються рекомендації щодо обезжирення спряжених поверхонь вставок і отвору для кращого зчеплення [8].

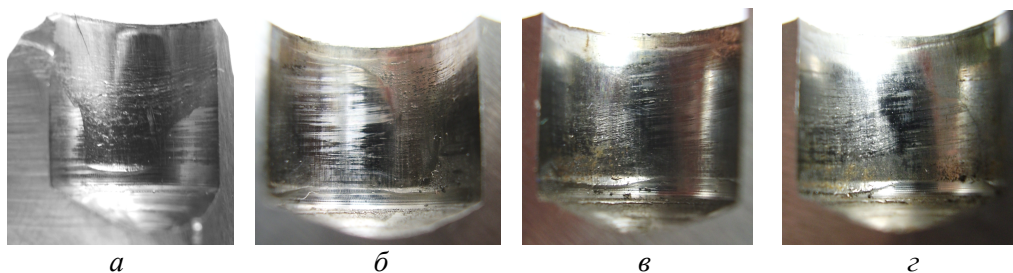
Аналіз поверхонь отворів під твердосплавне вставне оснащення виявив сліди пластичної деформації та фретингового зношування. У всіх випадках в ділянці виходу зубка з отвору тіла шарошки було зафіксовано помітні ділянки притертості з ідеально чистою поверхнею і слідами наклепу, також можуть траплятися тріщини. Найбільш виражена площа контакту в посадці „зубок – шарошка” зафіксована в верхній і нижній частинах поверхні отвору. Тут найбільш помітна пластична деформація у формі вм'ятини від краю основи дна хвостовика (рис. 1), що може пояснюватися значною жорсткістю системи „зубок – шарошка – вибір”. Відтак, відбувається прогресуюче у міру відробки долота розхитування твердосплавного зубка в отворі шарошки.

Відтак можна виділити такі руйнування пресового з'єднання „зубок – шарошка”: виникнення пластичної деформації та тріщин, притертості зон в ділянці горловини отвору та в середній частині підвищення шорсткості, наявність задирок, а в ділянці дна отвору – пластичної деформації від основи твердосплавного хвостовика (рис. 1, а) спричинює розхитування і випадання твердосплавного зубка.

Більш-менш однорідні сліди фретингового зношування, незначні сліди пластичної деформації, розташовані по площині отвору (рис. 1, б), засвідчили високу міцність з'єднання „зубок – шарошка”. Як правило, в такому випадку можна спостерігати або рівномірне зношування робочої ділянки твердосплавного зубка, або розколювання, що обмежується зоною виступання зубка з отвору шарошки (рис. 2, а).

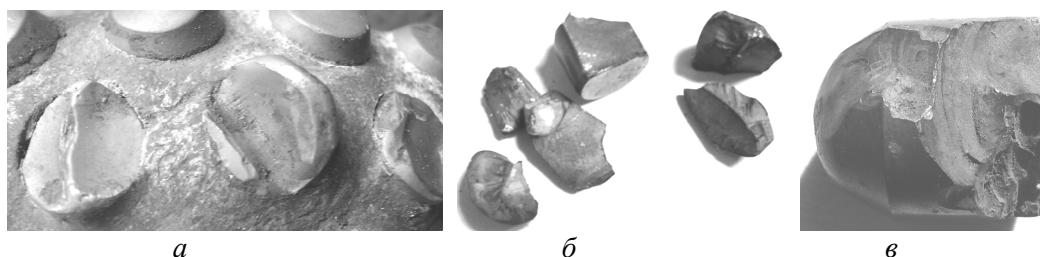
У випадку значного відхилення від паралельності осей отвору і зубка спостерігали притертості зони в ділянці горловини отвору, а також концентричні сліди фретингового зношування і різко неоднорідну пластичну деформацію по глибині отвору (рис. 1, в). Тут типовим є розколювання твердосплавного зубка вздовж осі (рис. 2, б).

Значний згинальний момент, що перевищує запас міцності з'єднання „зубок – шарошка” на фоні фретингового зношування, як правило, призводить до деформації в нижній ділянці отвору (рис. 1, г). При цьому частим є розколювання твердосплавного оснащення в нижній частині хвостовика (рис. 2). В результаті зубок випадає з отвору, або перекошується і втискається в тіло вінця шарошки.



а – пластична деформація, тріщина в ділянці виступання зубка з отвору (виріз 1/4 частини отвору); б – більш-менш однорідні незначні сліди деформації і фретингового зношування (виріз 1/2 частини отвору); в – притерта зона та концентричні сліди фретингового зношування і різко неоднорідна деформація (виріз 1/2 частини отвору); з – значна шорсткість і деформація в нижній ділянці отвору (виріз 1/2 частини отвору)

Рисунок 1 – Вигляд отворів у шарошці під твердосплавні зубки в перерізі



*а – розколювання робочої поверхні твердосплавних зубків;
б – фрагменти розколених вздовж осі твердосплавних зубків;
в – розколювання в нижній ділянці хвостовика твердосплавного зубка*

Рисунок 2 – Види катастрофічного розколювання твердосплавних зубків

Отже, найбільш перспективним з огляду на напружений стан в зубку і шарошці [9] є напрямок, що полягає в зменшенні жорсткості робочої системи „порода – зубок – шарошка” [10, 11]. Це позитивно впливає на довговічність твердосплавного оснащення доліт.

З метою перевірки цього твердження була поставлена задача науково обґрунтувати можливості вдосконалення конструкції хвостовика вставного твердосплавного озброєння тришарошкових бурових доліт шляхом оптимізації жорсткості системи „порода – зубок – шарошка”.

Для проведення теоретичних досліджень було вибрано конструкцію породоруйнівної вставки, описаної в [12]. Поверхня хвостовика даної конструкції складається з рівних частин твердого сплаву і сталі. Виконання кільця на меншому діаметрі хвостовика твердосплавного зубка дає змогу не тільки підвищити надійність з’єднання вставки з тілом породоруйнівного інструменту, але й оптимізувати жорсткість кріплення зубка, що забезпечує високу стійкість твердосплавного зубка до руйнування. Тобто, кільце виконує роль буфера, який одночасно підвищує міцність пресового з’єднання і знижує жорсткість між тілом породоруйнівного інструменту та твердосплавним зубком.

Для експериментальних досліджень були проведені стендові випробування шарошкового долота 250,8 ТКЗ – ПГВ – Д27Б з експериментальними зубками (рис. 3). Зубок вигото-

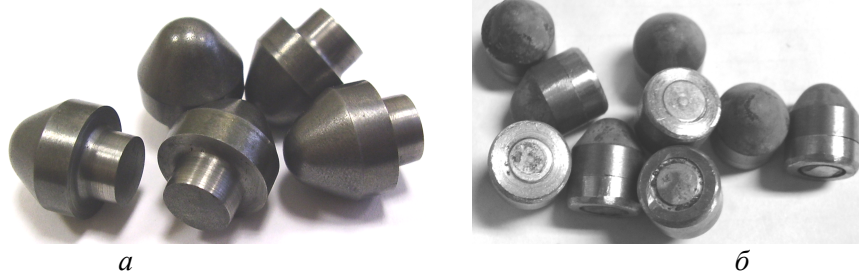
влено з сплаву ВК10КС-К, для якого $\sigma_T = 1900$ МПа. Шарошки та кільця хвостовиків зубків виготовлено з сталі 14ХНЗМА, для якої $\sigma_T = 900$ МПа. Для можливості порівняння працездатності у експериментальну конструкцію зубка через один встановлювали зубки стандартної конструкції.

У відповідності до існуючого технологічного процесу складання бурових шарошкових доліт у з’єднанні „зубок-шарошка” натяг змінюється від $N_{\min} = 0,081$ до $N_{\max} = 0,144$ мм.

Випробування долота проводилось на металевому вибої зі сталі 20 за осьового навантаження 220-250 кН та частоті обертання долота 60-75 об/хв, що дало змогу в добрій імітувати реальні умови роботи долота.

Оскільки контактний зв’язок зубка з тілом шарошки є єдиним чинником, що забезпечує міцність з’єднання, розглянемо вплив механічних властивостей матеріалів тіла шарошки і зубка на величину сил контактної зв’язку і натяги в з’єднанні.

Глибина посадки експериментальних зубків становила 10 мм, з яких 5 мм – висота сталевого кільця, закріпленого на твердосплавній ступені хвостовика меншого діаметру, і 5 мм – висота твердосплавної ступені хвостовика більшого діаметру. Деяка частина цієї глибини відноситься до тіла вінець, а найбільша, де міститься сталеве кільце, – до тіла шарошки. Оскільки вінець є виступом на тілі шарошки і має



а – твердосплавні зубки з ступінчастим хвостовиком;
б – шліфовані твердосплавні зубки з комбінованим хвостовиком у складеному стані

Рисунок 3 – Загальний вигляд твердосплавних зубків експериментальної конструкції

Таблиця 1 – Вплив коефіцієнта запасу міцності на параметри напруженого стану в посадці зубка з комбінованим хвостовиком у тіло шарошки

Спряжені поверхні		Твердий сплав – сталь			Сталь – сталь		
Коефіцієнт запасу міцності k_T		1,25	1,50	1,75	1,25	1,50	1,75
Натяг, мм		0,135	0,120	0,10	0,135	0,120	0,10
Напруження, МПа.	σ_r	-1170,58	-1040,51	-867,09	-927,68	-824,61	-687,17
	σ_τ	±1170,58	±1040,51	±867,09	±927,68	±824,61	±687,17
	σ_z	117,058	104,051	86,709	92,768	82,461	68,717

близькі вільні грані, напружений стан тіла вінця і шарошки будуть відрізнятися один від одного.

При посадці з натягом контактні тиски визначаються відомими формулами Ляме [13]. Оскільки розмір шарошки на порядок більший за розмір зубка, тиск в зоні контакту зубка з тілом шарошки виразиться формулою

$$p_k = \frac{N}{d_3} \left(\frac{1 - \mu_3}{E_3} + \frac{1 + \mu_{ш}}{E_{ш}} \right)^{-1}, \quad (1)$$

де: d_3 – діаметр зубка (15,28 мм);

N – величина натягу при посадці зубка в шарошку (мм);

μ_3 – коефіцієнт Пуассона для матеріалу хвостовика зубка (для сталі кільця 0,3, для твердого сплаву 0,24),

$\mu_{ш}$ – коефіцієнт Пуассона для матеріалу шарошки (0,3);

E_3 – модуль пружності для матеріалу хвостовика зубка (для твердосплавної ступені хвостовика $5,6 \cdot 10^5$ МПа, а для сталевго кільця хвостовика – $2,1 \cdot 10^5$ МПа);

$E_{ш}$ – модуль пружності для матеріалу шарошки ($2,1 \cdot 10^5$ МПа).

В області контактної зони як в тілі шарошки, так і в тілі зубка виникають радіально-стискаючі σ_r , тангенціальні σ_τ і поздовжньо-осьові напруження σ_z . Використовуючи отримані при конструюванні з'єднання „зубок-шарошка” натяги, а також викладки в [9] для нашого випадку отримаємо взаємозв'язок коефіцієнта запасу міцності та параметрів напруженого стану в області контактної зони посадки

зубка комбінованим хвостовиком у тіло шарошки зі сталі 14ХНЗМА (табл. 1).

Використовуючи також розрахункові формули [9].

Встановлювали величини допустимого натягу посадки зубків згідно

$$N_{\partial} = \frac{d_3}{k_T} \left(\frac{\sigma_{Tш}}{\sqrt{1+f^2}} + \frac{\sigma_{Tз}}{1-f} \right) \times \left(\frac{1 - \mu_3}{E_3} + \frac{1 + \mu_{ш}}{E_{ш}} \right), \quad (2)$$

де: $\sigma_{Tш}$ – границя плинності сталі шарошки, МПа;

$\sigma_{Tз}$ – границя плинності матеріалу хвостовика зубка, МПа;

k_T – коефіцієнт запасу міцності;

f – коефіцієнт тертя зубка зі стінкою отвору в шарошці (до розрахунку приймали $f = 0,1$),

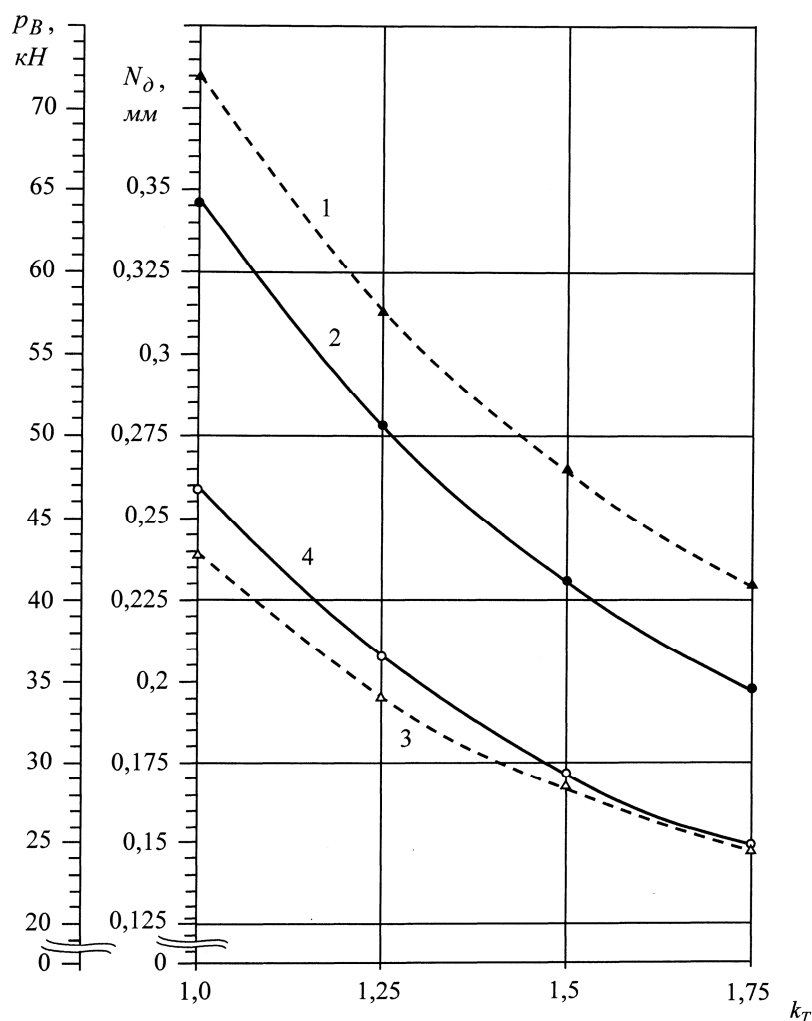
а також встановили величини сили, яка необхідна для витягнення зубка з тіла шарошки за натягу (2), згідно

$$p_B = \frac{\pi f d_3 h_3}{k_T} \left(\frac{\sigma_{Tш}}{\sqrt{1+f^2}} + \frac{\sigma_{Tз}}{1-f} \right), \quad (3)$$

де h_3 – глибина посадки хвостовика зубка в тіло шарошки.

Отримані дані ілюструються рисунком 4.

Отримані дані засвідчили, що за однакових значень посадки для ділянок спряжених матеріалів „твердий сплав – сталь” забезпечується



- 1 – сила випресовування в ділянці спряження „твердий сплав – сталь”;
 2 – величина оптимального натягу в ділянці спряження „твердий сплав – сталь”;
 3 – сила випресовування в ділянці спряження „сталь – сталь”;
 4 – величина оптимального натягу в ділянці спряження „сталь – сталь”

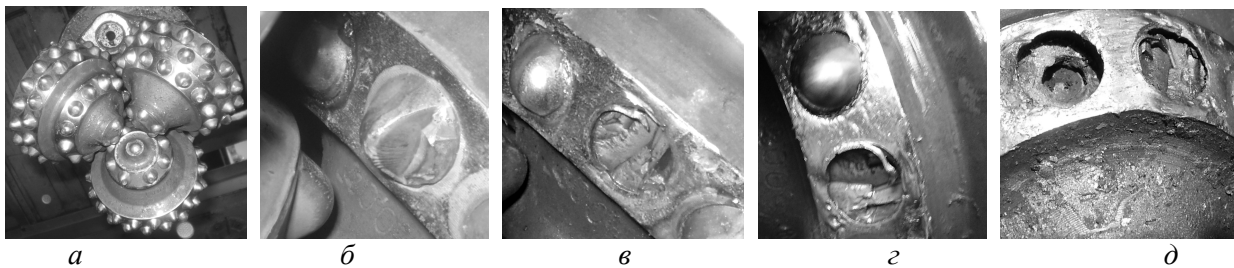
Рисунок 4 – Вплив коефіцієнта запасу міцності тіла шарошки на величину оптимального натягу пресового з’єднання „зубок-шарошка” та на силу випресовування зубка на різних ділянках хвостовика

приблизно в 1,7 разів більша міцність і жорсткість контакту порівняно з ділянками „сталь – сталь”. Необхідно зауважити, що виконання в ділянці спряження „сталь – сталь” натягу $N_d = 0,26$ мм забезпечує силу випресовування $P_B = 43$ кН, що відповідає такому ж значенню сили випресовування для ділянки „твердий сплав – сталь”, яка відповідає запасу міцності порядку $k_T = 1,655$. Отже, при виконанні комбінованого хвостовика відкриваються можливості здійснювати ранжування значень натягів по всій довжині спряженої поверхні і встановлювати необхідну міцність з’єднання „зубок-шарошка”.

Як випливає з аналізу проведених досліджень, зменшуючи запас міцності можна збільшити силу натягу, тим самим підвищити жорсткість з’єднання (рис. 4). Однак збільшення величини натягу до границі плинності матеріа-

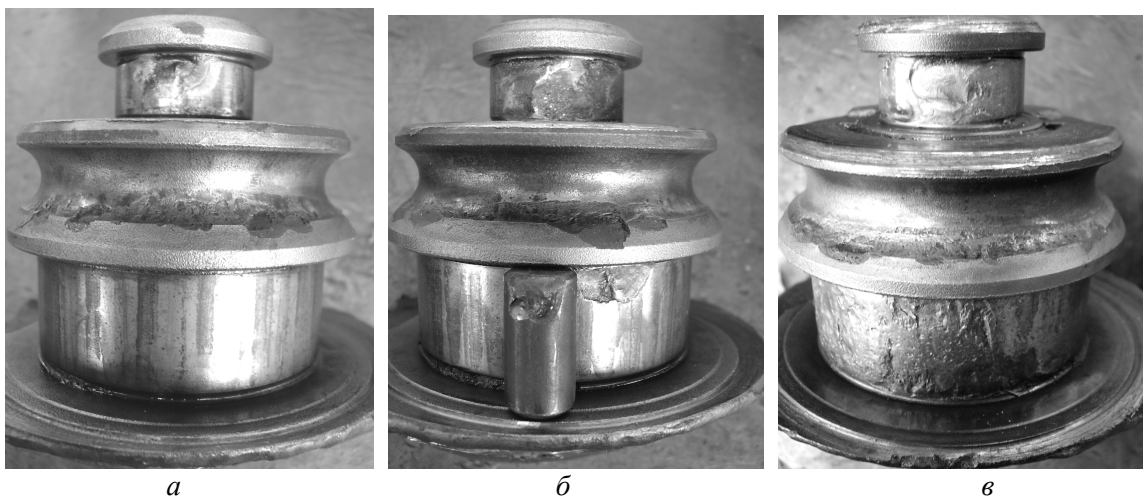
лів з’єднаних деталей може спричинити до руйнування спряжених деталей.

При завищених натягах часто відбувається злам зубків на рівні вінця, що пояснюється концентрацією напружень, зниженням міцності в ділянці виступання зубка з тіла шарошки, додатковим підвищенням напруженого стану цієї частини за рахунок дії сил реакції вибою. Для усунення вказаних явищ в [10] запропоновано зменшувати внутрішні напруження в зоні виступання зубка у з’єднанні „зубок-шарошка” шляхом прорізування вінців шарошки біля зубків канавками на глибину цементованого шару, а також формування замкової канавки на зубку. Однак, цілком позбутись на практиці негативних наслідків підвищення концентрації напружень в ділянці виступання зубка з шарошки є проблематичним. Тому під час підбору коефіцієнта запасу міцності, а, значить, і величини натягу, необхідно враховувати також і вплив реакції вибою на напружений стан зубка.



*а – через 12 годин роботи долота (загальний вигляд піднесеного над вибоєм долота);
 б – через 17 годин роботи долота (ділянка вінця шарошки секції № 2;
 в – те саме через 20 годин роботи долота;
 г – те саме через 23 години роботи долота;
 д – те саме через 35 годин роботи долота*

Рисунок 5 – Загальний вигляд та фрагменти оснащення долота 250,8 ТКЗ – ПГВ – Д27Б з експериментальними і стандартними зубками, що відпрацьовувало в стендових умовах



*а – цапфа лапи 1 секції; б – цапфа лапи 2 секції та один із зруйнованих роликів на біговій доріжці;
 в – цапфа лапи 3 секції*

Рисунок 6 – Загальний вигляд цапф лап секцій відпрацьованого на стенді шарошкового бурового долота 250,8 ТКЗ – ПГВ – Д27Б

Проведені стендові випробовування долота з експериментальною і стандартною конструкцією твердосплавного зубка виявили позитивні результати відпрацювання експериментального зубка (рис 5).

Аналіз динаміки виходу з ладу долота за свідчив, що за 12 год. відробки оснащення не зазнало ушкоджень (рис. 5, а). Після 17 годин відробки, було зафіксовано різкі коливання на індикаторі давача крутного моменту. Під час візуального огляду оснащення було виявлено сколювання вражаючої частини твердосплавного зубка в площині паралельній до його осі на шарошці секції № 2 (рис. 5, б). Після 20 годин роботи вібрації долота збільшились. Як виявилось, вражаюча частина стандартного твердосплавного зубка на шарошці секції № 2 зруйнувалася повністю під рівень вінця шарошки (рис. 5, в). Експериментальний зубок під кутом 45° скопився і був дещо упресований в тіло вінця шарошки. Ділянка вінця шарошки в зоні цих двох зубків вкрита подряпинами, слідами ударно-абразивного зношування і вм'ятинами від

пластичної деформації. Типову картину руйнування спостерігали після 23 годин відробки долота (рис. 5, г). Оскільки секції № 2, і особливо, № 3 підклинювали та значно зросли вібрації і удари долота до металевого вибою, а також виявлено зміщення осі долота і штанги, процес буріння було припинене. Для подальшої відробки долота був виготовлений новий вибій і долото допрацювало до 35 годин. Буріння було припинені через повне заклинювання секцій № 2 і 3.

Після розбирання долота і аналізу руйнування опор виявлено, що найбільшого руйнування на шарошці першої секції долота зазнала цементована поверхня тертя упорного торця. Тут візуалізуються значні подряпини, ривчачки, перенесення матеріалу та викришування цементованого шару. Підп'ятник зазнав зношування на глибину до 2 мм, на його робочій поверхні утворилися риси у вигляді кіл. Близьче до центру підп'ятника подряпини стають більш вираженими. На цапфі лапи виявлено такі руйнування (рис. 6, а): у навантаженій ділянці ве-

ликої бігової доріжки (ВБД) роликового підшипника зафіксовано піттинги, плями, сліди зношування від проковзування роликів. Кулькова бігова доріжка (КБД) з навантаженої сторони мала піттинги, викришування цементованого шару, контактні втомні руйнування, а також чіткий слід від іншої бігової доріжки, утворений зміщенням замкового кулькового ряду. На малій біговій доріжці (МБД) малого роликового підшипника виявлено ділянку відколювання цементованого шару на глибину до 3 мм. Робоча поверхня наплавленого упорного торця зазнала зношування; тут наявні тріщини наплавленого шару, перенесення матеріалу, задирки. Робоча поверхня п'яти гладка, в ділянці отворів та канавок під охолоджуючий агент виявлено дрібні тріщини та незначне сколювання. Загалом на опорі першої секції виявлено сліди нормальної відробки.

На шарошці секції № 2 також значного руйнування зазнала цементована робоча поверхня упорного торця. Тут добре видно радіальні тріщини, затерті перенесеним матеріалом. У результаті зношування на упорному торці утворилася канавка, що відбиває форму наплавленого упорного торця лапи. Підп'ятник зазнав зношування по всій площині, крім ділянки, що контактує з отвором в п'яти під охолодження. У результаті в центрі підп'ятника утворився виступ висотою до 2,5 мм. На цапфі лапи виявлено руйнування у вигляді піттингів, відколювання цементованого шару в навантаженої ділянці МБД (рис. 6, б). На КБД зафіксовано тріщини, відколювання цементованого шару, пластичну деформацію, утворення другої бігової доріжки в результаті зміщення кулькового ряду. На ВБД ближче до бурта КБД відбулося локальне відколювання цементованого шару. Також робоча поверхня ВБД містить піттинги та сліди зношування від проковзування роликів. В опорі даної секції виявлено три найбільш зруйновані ролики. Їхня робоча поверхня має дрібні ямки від викришування поверхневих шарів. У всіх трьох роликів зафіксовано відколювання в ділянці основи. На рисунку 6, б зображено один з роликів на ВБД. Він зберігає ту ж орієнтацію, що і опора під час її розбирання. Необхідно зауважити, що під час розбирання опори секції № 2 було виявлено перекошування і заклинювання роликів у постелі ВБД. Отже, можна стверджувати, що фрагменти від сколених роликів та перекошування останніх інтенсифікували заклинювання опори секції № 2. Динаміка руйнування твердосплавного оснащення шарошки цієї секції свідчить про переважаючий вплив тріщиностійкості роликів ВБД на працездатність оснащення.

Найбільшого руйнування шарошка третьої секції зазнала в зоні підп'ятника. Тут спостерігається значне нашарування перенесеного матеріалу як на сильно зношену поверхню підп'ятника, так і на прилягаючу поверхню шарошки. Поверхня підп'ятника має грубі задирки, сколювання, нашарування матеріалу, що свідчить про вкрай важкі умови роботи пари „п'ята – підп'ятник”. Робоча поверхня цементованого упорного торця має сліди перенесення матеріалу, тріщини, сколювання країв. Від інтенсивного зношування на упорному торці утворилася заглибина, яка відповідає формі наплавленого торця лапи. На цапфі лапи найбільш значного руйнування зазнала ділянка п'яти. Тут спостерігали забивання канавок під охолоджуючий агент перенесеним матеріалом, що потрапив у зону тертя. В результаті вся торцева поверхня і п'ята зазнали значного зношування і руйнувань. Загалом поверхні МБД і, особливо, ВБД секції № 3 порівняно з секціями № 1 і 2 мають на порядок значніші руйнування. Так, піттинги, сліди контактного руйнування цементованого шару на ВБД у навантаженої ділянці займали до половини площі її поверхні (рис. 6, в). На КБД зафіксовано смугу піттингів, тріщин, відколювання цементованого шару, а також пластичну деформацію від зміщення кулькового ряду. Також катастрофічні руйнування на глибину цементованого шару виявлено на МБД. Отже, можна зробити висновок, що у результаті утворення значної кількості дрібних фрагментів від руйнування поверхонь тертя опорного вузла секції № 3 відбулося прогресуюче заклинювання шарошки. Необхідно зауважити, що попри значні руйнування в опорі секції № 3 тут не було зафіксовано повного заклинювання, як це було трапилося в опорі секції № 2.

Отже, проведені стендові випробовування експериментальної конструкції твердосплавного зубка засвідчили, що його працездатність задовольняє вимоги, які висуваються до твердосплавного оснащення тришарошкових бурових доліт розглядуваної конструкції. З цілого оснащення було зруйновано тільки по одному зубку стандартної і експериментальної конструкції у найбільш навантаженому вінці шарошки другої секції (рис. 7), причому швидше почав руйнуватися і був зруйнований твердосплавний зубок стандартної конструкції. Тобто, отримані дані цілком відповідають даним щодо експлуатації бурових доліт 250,8 ТКЗ – ПГВ – Д27Б в реальних умовах, де спостерігають такі ж наслідки руйнування пар твердосплавних зубків.

В результаті проведених досліджень встановлено якісний взаємозв'язок між жорсткістю кріплення твердосплавного вставного оснащення в отворах шарошки та характером руйнування твердосплавних зубків, а саме: площа стикання спряжених поверхонь та напружений стан в з'єднанні визначають довговічність твердосплавного зубка.

Науково обгрунтовано перспективність нового напрямку вдосконалення конструкції твердосплавного вставного оснащення за рахунок ранжування значень натягів по всій довжині спряженої поверхні. Це дає змогу досягти високої міцності з'єднання „зубок-шарошка” із забезпеченням необхідної жорсткості системи „порода – зубок – шарошка”. Отримано залежності для встановлення раціональної величини натягу при посадці твердосплавних зубків з комбінованим хвостовиком в тіло шарошки.

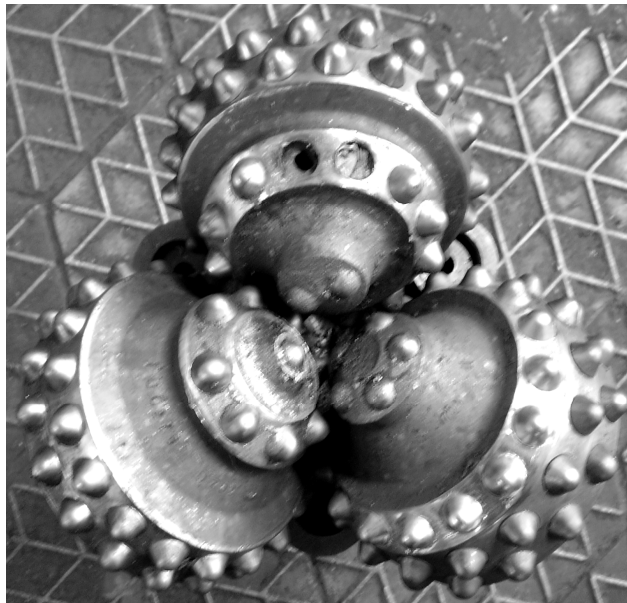


Рисунок 7 – Загальний вигляд оснащення тришарошкового бурового долота 250,8 ТКЗ – ПГВ – Д27Б з експериментальними і стандартними зубками, що відпрацьовувало в стендових умовах 35 годин

Зменшуючи запас міцності можна збільшити силу натягу, тим самим підвищити жорсткість з'єднання. При цьому необхідно жорстко контролювати величину натягу, щоб напруження не перевищували границю плинності матеріалів з'єднаних деталей.

Надалі є актуальним з'ясування існування кореляційного зв'язку між тріщиностійкістю роликів ВБД та довговічністю твердосплавного вставного оснащення. Також необхідним є подальше вдосконалення твердосплавного вставного оснащення шарошкового бурового інструменту.

Література

1 Агошашвили Т.Г. Оптимальные параметры запрессовки твердосплавных зубков в шарошки буровых долот / Т.Г.Агошашвили, В.А.Бирман, Ю.Е.Владиславлев // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1975. – № 1. – С. 24 – 26.

2 Гусейнов А.А. Повышение качества сборки штыревых шарошек / А.А.Гусейнов. // Совершенствование конструкций и технологии буровых шарошечных долот: материалы межотраслевого совещания по повышению качества и надежности буровых долот за счет совершенствования конструкций, точности изготовления и применения сталей новых марок, 14 – 16 июля 1971 г. / М-во химического и нефтяного машиностроения ГЛАВНЕФТЕПРОММАШ, Специальное конструкторское бюро по долотам. – Куйбышев: Областная типография им. Мяги, 1972. – С. 102 – 103.

3 Гусейнов А.А. Влияние натяга на прочность сопряжения „штырь-отверстие” / А.А.Гусейнов // Материалы III научно-технической конференции молодых ученых и специалистов нефтяного машиностроения, посвященной во-

просам повышения долговечности и совершенствования нефтепромыслового оборудования и инструмента. – Баку: Всесоюзный научно-исследовательский и проектно-технологический институт нефтяного машиностроения (ВНИИПТИНЕФТЕМАШ), 1973. – С. 72 – 76.

4 Повышение технико-экономической эффективности шарошечных долот со вставными зубьями. / Юдин А.С., Абрамсон М.Г., Поздняков В.И., Позднякова Л.А. // Экспресс-информация: О работах НИИ и КБ отрасли. – М.: Центральный институт научной и технической информации и технико-экономических исследований по химическому и нефтяному машиностроению (ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ). – 1980. – № 3. – 8 с. (Серия ХМ – 3 „Нефтепромысловое машиностроение”).

5 Байдик О.В. Розробка технологічного процесу виготовлення бурових доліт, оснащених вставними композиційними зубками: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.08 „Технологія машинобудування” / О. В. Байдик. – Київ, 1997. – 20 с.

6 Теоретичні передумови підвищення міцності з'єднання зубок-шарошка / С.І.Григоренко, О.С.Кодак, Л.Д.Пітулей // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 1997. – № 34. – С. 83 – 85. (Серія „Нафтогазопромислове обладнання”)

7 Кодак О.С. Технологічні передумови забезпечення міцності з'єднання твердосплавних зубків з тілом шарошки. / О.С.Кодак, С.І.Григоренко, О.Р.Онисько // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 1998. – № 35 (том 4). – С. 50 – 53. (Серія „Нафтогазопромислове обладнання”)

8 Кривошея В.В. Перспективна технологія сборки породоразрушаючих інструментів / В.В.Кривошея, А.В.Мельничук // Породоразрушаючий і металлообробляючий інст-

румент – техника и технология его изготовления и применения / Тезисы докладов V Международной конференции / ИСМ им. В. Н. Бакуля НАН Украины. – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины. – 2002. – С. 140 – 144.

9 Петрина Ю.Д. Анализ надёжности з'єднання „зубок-шарошка” в тришарошковых буровых долотах / Ю.Д.Петрина, Р.С.Яким, Т.Б.Пасинович // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – № 1 (26). – С.48–54.

10 Крылов К.А. Повышение долговечности и эффективности буровых долот / К.А.Крылов, О.А.Стрельцова. – М.: Недра, 1983. – 206 с.

11 Підвищення якості кріплення твердосплавного озброєння шарошковых доліт / Крижанівський Є.І., Воевідко І.В., Веселовський Г.С., Гук Р.Й. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – № 4 (29). – С. 17 – 21.

12 Пат. 38856 Україна, МПК E21B 10/46. Породоруйнівна вставка / Ю.Д.Петрина, Р.С.Яким, Т.Б.Пасинович (Україна); заявник і патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – № 2008 09040; заявл. 10.10.08. – опубл. 26.01.2009. – Бюл. № 2.

13 Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В., [отв. ред. Писаренко Г.С.] – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Наукова думка, 1988. – 763 с.

Стаття поступила в редакційну колегію
14.07.09

Рекомендована до друку професором
Я. А. Крилем