

Фізико-технічні проблеми видобування енергоносіїв

УДК 622.24

ВДОСКОНАЛЕННЯ ТВЕРДОСПЛАВНОГО ОСНАЩЕННЯ ШАРОШОК НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ РОБОТИ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ

¹ В.А. Корнута, ² О. Т. Драганчук

¹ ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15; тел. (03422) 45369;
e-mail: ikg@nung.edu.ua

² НАК «Нафтогаз України», 01001, м. Київ, вул. Б. Хмельницького, 6, тел. (044) 5863425,
e-mail: odraganchuk@naftogaz.net

Розглядаються відомі уявлення про роботу з'єднань з натягом. На підставі аналізу досліджень роботи з'єднань з натягом в різних галузях промисловості і зіставлення результатів аналізу з даними про роботу з'єднання з натягом "твердосплавна вставка-шарошка долота" запропоновано нову конструкцію з'єднання вставки і шарошки. Поставлено завдання, вирішення яких необхідне для обґрунтування параметрів деталей з'єднання.

Рассматриваются известные представления о работе соединений с натягом. На основании анализа исследований работы соединений с натягом в различных отраслях промышленности и сопоставления результатов анализа с данными о работе соединения с натягом "твердосплавная вставка-шарошка долота" предложена новая конструкция соединения вставки и шарошки. Поставлены задачи, решение которых необходимо для обоснования параметров деталей соединения.

The known conceptions about pressure coupling work are considered. Based on analysis research results of pressure coupling work in industries and their comparison with information about work of connection «compact-roller cone» new construction of connection «compacts-cone» is offered. Tasks are assigned the decision of which is needed for the connection details parameters validation.

Довговічність твердосплавного оснащення визначається відповідністю механічних характеристик матеріалу та способу закріплення руйнуючих породо елементів у тілі інструменту до умов роботи інструменту.

Ще в 60-х – 70-х роках минулого століття проведено ряд інтенсивних і детальних досліджень з метою розроблення марок сплавів, механічні властивості яких відповідають вимогам буріння гірських порід, розроблено конструкції елементів з'єднання та способи оснащення шарошок таким оснащенням, що їх описано Криловим К. А. та Стрельцовою О.А. у праці [1], які практично без змін застосовуються і досі.

Проте для шарошкових доліт вітчизняного виробництва та виробництва країн СНД характерним недоліком є сколювання зубців "під корінь" і/або їх випадання. Такий недолік особливо проявляється з впровадженням прогресивних опор напрацювання до відмови яких порівнянне з довговічністю оснащення.

Для подолання вказаної проблеми вітчизняними та закордонними дослідниками запропоновано різноманітні шляхи, які умовно можна поділити на дві великі групи: 1) зміна способу складання; 2) зміна конструкції з'єднання.

Для створення з'єднання "твердосплавний зубець-шарошка" запропоновано застосовувати такі способи: 1) з'єднання з натягом: "холодне" – складання за допомогою преса за кімнатної температури обох деталей, "гаряче" – складання за допомогою преса при нагрітій корпусній деталі; 2) створення паяного з'єднання (хвостовик зубця припаюється до стінок отвору); 3) розміщення зубців із складною боковою поверхнею у формі для виливання корпусу; 4) віброзапресовування; 5) імпульсне приварювання.

Із запропонованих способів широко застосовуються: для бурових шарошкових доліт — посадки з натягом, для ріжучо-сколюючих доліт та різного інструменту, на зразок калібраторів,

розширювачів, тощо — паяні з'єднання. Інші способи з'єднання не задовольняють експлуатаційним вимогам [1].

Враховуючи поширення способів утворення з'єднань зубців з шарошками бурових доліт, розглянемо детальніше з'єднання з натягом. Вказана проблема сколювання і випадання зубців для з'єднань з натягом також характерна, наприклад, за довідником [2] під ред. Кершенбаума В. Я. та ін., на вибої втрачається до 20% зубців, 30÷50% оснащення сколюється. Таким чином, навіть у разі відповідності режимів відпрацювання долота паспортним значна частина оснащення втрачається аварійно.

Для виявлення причин такого значного об'єму аварійної втрати зубців розглянемо сучасні уявлення про роботу з'єднань з натягом загалом і з'єднання “зубець-шарошка” зокрема.

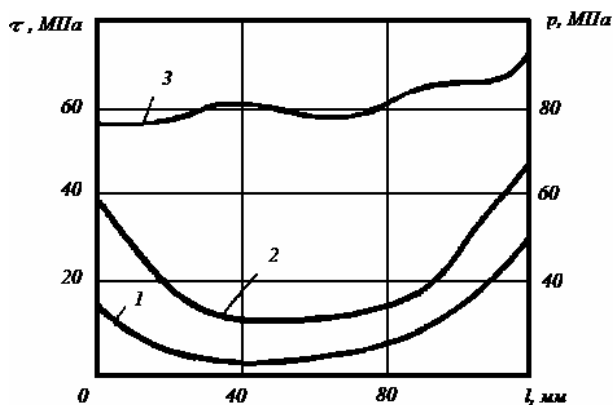
З'єднання з натягом зберігає цілісність (деталі утримуються разом) за рахунок сил тертя, які виникають на поверхні контакту. Силу тертя для циліндричних з'єднань з натягом прийнято [1, 3, 4] визначати як:

$$F = f\sigma_n \pi dl, \quad (1)$$

де: f — коефіцієнт тертя; σ_n — нормальні напруження на поверхні контакту (часто їх позначають як контактний тиск $-p$ або називають радіальними напруженнями); d та l — відповідно діаметр та висота з'єднання.

Формула (1) визначає тертя спокою Кулона за рівномірного розподілу нормальних напружень вздовж висоти та діаметра з'єднання. З формули (1) випливає очевидний висновок: для підвищення допустимого навантаження на елементи з'єднання варто підвищити нормальні напруження (“стеля” — допустиме напруження), збільшити габарити або підвищити коефіцієнт тертя (фізичні обмеження). Слід зауважити, що між спостережуваними нормальними напруженнями та діаметром з'єднання за відомими розв'язками задачі про контакт циліндричних тіл (наприклад, [5]) існує зв'язок: збільшення діаметра знижує напруження, що може слугувати додатковим ресурсом підвищення допустимого навантаження. Детальніше дослідження напружень, що виникають від натягу, розглянуто у роботі [6].

Радіальні напруження виникають внаслідок деформації деталей з'єднання: стискання вставки та збільшення діаметра отвору. У розрахункових моделях радіальні напруження приймають рівномірно розподіленими. Таке твердження справджується для випадку контакту нескінченного циліндра та циліндричного отвору у просторі. Але на практиці розміри з'єднання обмежені і розподіл напружень є нерівномірним. Така нерівномірність призводить до підвищення концентрації напружень та нерівномірної передачі навантажень від вставки до корпусу. На рис. 1 зображено наведений Грецишевим Е. С., Ільяшенко А. А. у [3] типовий графік розподілу дотичних напружень у циліндричному з'єднанні при передаванні навантаження, прикладеного з боку максимального l .



1, 2 — дотичні контактні напруження;
3 — контактний тиск.

Рисунок 1 — Розподіл навантажень по висоті з'єднання з натягом

З рис. 1 видно, що сприймання зовнішнього навантаження відбувається переважно біля торців з'єднання. Такий розподіл відповідає відомим ще з праць Жуковського [7] результатам про передавання осьових навантажень циліндричними з'єднаннями і є наслідком одночасно двох закономірностей: зниження напружень з віддаленням від точки прикладання навантаження та концентрації напружень внаслідок зміни діаметра (перехід від меншого діаметра вставки до більшого діаметра деталі з отвором, що призводить до нерівномірного розподілу контактного тиску).

В ході досліджень оснащення доліт, у яких робоча поверхня шарошок цементована, як описують Крилов К.А. та Стрельцова О.А. [1], виявлено, що в межах цементованого шару, який прилягає до отвору у створеному з'єднанні “зубець — шарошка” спостерігається значна концентрація напружень. Рівень концентрації значно перевищує рівень концентрації напружень, який виникає у такому ж з'єднанні без цементованого шару. Крім того, виявлено залежність концентрації напружень від контактного тиску, який залежить від величини натягу.

Залежність концентрації напружень від натягу у [1] пояснено тим, що під час створення отвору типовим для виробництва шляхом (цементация, свердління, розвертання) внаслідок нерівномірної твердості матеріалу шарошки по висоті виникає геометричне спотворення отвору із збільшенням діаметра у нижній частині. Таке геометричне відхилення спричиняє нерівномірність натягу, яка посилюється змінністю властивостей матеріалу. Геометричні спотворення (похибки форми) за абсолютною величиною співмірні з сумою проєктованого натягу та висоти мікронерівностей. Мікронерівності твердої цементованої частини менше спотворюються, ніж у нецементованій частині, при збільшенні натягу у нецементованій частині може розвиватися пластична деформація, додатково підвищувати концентрацію напружень.

Однак твердження про геометричне спотворення отвору є дискусійним, оскільки Бо-рущак Б. О. та ін. [8] встановлено, що цемент-

тований шар поверхні шарошки при механічній обробці підвищує точність отворів.

Слід зазначити, що досі не існує єдиної думки про необхідний і достатній рівень радіальних напружень, що забезпечують найкращу роботу з'єднання. Зокрема Бернікер Є. Й. [4] зауважує, що за результатами багатьох досліджень рекомендується використовувати посадки, при яких в деталях з'єднання проявляються пластичні деформації, проте за результатами інших досліджень натяги, які викликають напруження, близькі до границі плинності, призводять до зниження міцності з'єднань. Деякі ж результати свідчать, що під час створення з'єднань з натягом, який викликає напруження, вищі границі плинності, зусилля запресовування можуть бути дуже значними, але при цьому спостерігаються низькі значення зусиль, що призводять до зсуву однієї деталі відносно іншої [4].

Коефіцієнт тертя у більшості відомих робіт приймають сталим. Але дослідженнями [3] встановлено, що коефіцієнт тертя нелінійно залежить від контактного тиску, причому максимум спостерігається в області середніх значень контактних тисків. Тому, можливо, максимальна несуча здатність з'єднання не завжди відповідатиме максимально можливому, з позицій міцності деталей з'єднання, натягу. Нелінійна залежність коефіцієнта тертя спостерігається як для з'єднань з необробленими контактними поверхнями, так і для з'єднань з підготовленими контактними поверхнями (знежиреними, з гальванічними покриттями тощо).

Таким чином, аналіз формули (1) свідчить: 1) величини, що входять до формули мають взаємний вплив і не можуть змінюватись незалежно; 2) рекомендації щодо удосконалення конструкції з'єднання “зубець-шарошка” з використанням результатів формули (1) без врахування впливу співвідношення розмірів та впливу доданих конструктивних елементів можуть бути використаними лише як перше наближення. Отже, необхідно детальніше проаналізувати роботу з'єднань з натягом (зокрема “зубець – шарошка”), для виявлення основних чинників впливу та можливостей удосконалення конструкції і/або способу складання з метою запобігання аварійному завершенню роботи елементів оснащення.

Умовно розділимо аварійне завершення роботи з'єднання “зубець-шарошка” на два види: випадання зубців та сколювання зубців. Умовність полягає в тому, що чітко не встановлено чи може одночасно настати обидва види аварії, тому вважаємо, що може відбуватись лише один вид руйнування.

Розглянемо, які можливі причини настання аварії обох видів для з'єднань з натягом наводяться різними авторами у технічній літературі.

У роботі [9] Петрина Ю. Д. та ін. на основі аналізу літературних джерел наводять такі причини випадання зубців: ерозійне (гідроабразивне) зношування шарошки в околі кріплення зубця; тріщини шарошки: а) внаслідок перевантажень; б) внаслідок сірководневого окрихлен-

ня металу; мікротріщини в цементованому шарі (концентрація напружень); нівелювання натягів внаслідок несприятливої технологічної спадковості під дією експлуатаційних навантажень; шорсткість спряжених поверхонь вище 0,05 мкм; при термічному складанні можуть змінюватись механічні характеристики сталі, що призводить до посилення ерозійних явищ.

Сірководневе окрихлення металу та ерозійне (гідроабразивне) зношування шарошки в околі кріплення зубця свідчать, на нашу думку, про невірний вибір матеріалу і/ або режимів його обробки (термо-, хіміко-термічної, механічної) для умов роботи.

Високі значення шорсткості, відхилення форми, вищі від рекомендованих, призводять до зниження міцності з'єднань з натягом [4]. Але вплив шорсткості на роботу з'єднання “зубець-шарошка” неоднозначний. У [10] вказується, що шорсткість не впливає на роботу з'єднання, але підвищена шорсткість є показником недостатніх механічних властивостей матеріалу корпусу або невідповідності технічним вимогам інструменту для утворення отворів у корпусі.

Враховуючи сказане, необхідно визначити рівень шорсткості та встановити причини його невідповідності заданому рівневі в кожному випадку. Додаткових операцій для приведення рівня шорсткості до заданого проводити недоцільно за винятком випадку зношеного інструменту. У інших випадках виріб варто відносити до браку.

У [4] вказано: під час випресовування та запресовування помічено, що після першого повторного запресовування величина натягу помітно зменшується, причому тим більше, чим більший перший натяг. За подальших розпресовувань – запресовувань величина натягу помітно не змінюється. Силою випресовування тут вважають прикладене до вставки з боку основи осьове (вздовж осі з'єднання) навантаження, при якому з'єднання руйнується.

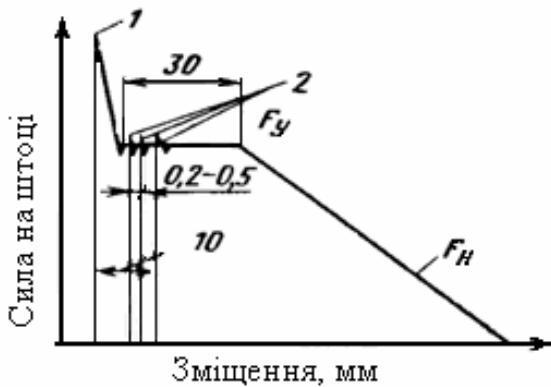
На рис. 2 зображено характерну діаграму розпресовування з неперервним та переривчастим подаванням вставки.

З діаграми на рис. 2 видно, що найвищого значення зусилля розпресовування набувають під час першого зсуву. Далі відбувається різке падіння до рівня встановленого зсуву. Але у разі переривчастого подавання значення сили F_n коливається (відхилення $\approx 5\%$) навколо значення F_y , $F_y \approx 60\%F_1$.

З'єднання “зубець-шарошка” також характеризують за кривими запресовування та випресовування (рис. 3). Критичним вважається зусилля першого зрушування.

Пологість кривої випресовування пояснюється тим, що зміщення зубця призводить до зменшення висоти запресовування, тобто причина така ж, як і для діянки F_n (рис. 2).

Характер кривих запресовування-випресовування свідчить про наявність незворотних деформацій поверхні. У більшості досліджень такі деформації прийнято пояснювати зриванням виступів шорсткості. Але таке твердження



1 – міцність за першого зсуву F_1 ;
 2 – міцність за послідовних малих зміщень F_n ;
 міцність за неперервного (установленого) зсуву (останнього з послідовних на зображеній діаграмі) F_y ; міцність за неперервного зсуву, коли один з торців вала рухається всередині отвору F_n – відповідає нахилений ділянці діаграми

Рисунок 2 – Характерна діаграма розпресовування з неперервним та переривчастим подаванням вставки

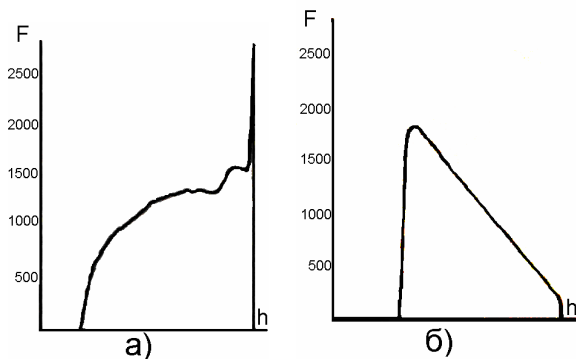


Рисунок 3 – Типові криві запресовування (а) зубців в отвори шарошок та їх випресовування (б) [10]

є дискусійним, оскільки більшість з'єднань проектують із додатковим натягом з врахуванням впливу величини шорсткості [1, 3, 4]. На нашу думку, необхідно провести детальніші дослідження в цьому напрямку.

У [3] вказано, що під час роботи з'єднання з натягом в умовах дії змінних кручення та згину може виникати локальне проковзування поверхонь деталей, особливо біля торцевих поверхонь втулки. Таким чином може змінюватися напружений стан та умови утримування вставки у втулці (отворі). Зміна напружень також можлива внаслідок релаксації напружень (під дією різних чинників, наприклад, повзучості).

Також дослідженнями Гречищева Е. С. та Ільяшенко А. А. [3] встановлено, що плоский консольний згин впливає на динамічну стійкість з'єднання до осьового переміщення аналогічно круговому згину. Доведено, що консольний плоский згин також може призвести до саморозпресовування (виходу вала із отвору без прикладання осьової сили) з'єднання. Статичний згин практично не впливає на силу ви-

пресовування (принаймні до $\sigma_m = 220$ МПа). Збільшення діаметра при однакових натягах дає змогу знизити вплив динамічного згину, при термічному способі складання динамічна стійкість дещо вища механічного способу складання.

Зміна частоти навантаження згином в межах $14,5 \div 26,5$ Гц на міцність з'єднання (зусилля зсуву), згідно [3], не впливає. При менших частотах вплив згинаючого навантаження знижується, відповідно динамічна стійкість з'єднання підвищується.

Саморозпресовування відбувається під дією сили, яка виникає внаслідок локального проковзування деталей. Згідно з описом процесу саморозпресовування із [3] у разі навантаження згинальним навантаженням та можливому проковзуванню деталей одна відносно одної відбувається поворот перерізів вала навколо нейтральної осі. Внаслідок такого повороту точки поверхні вала із навантаженого згинаючим зусиллям боку (відповідно до умов роботи з'єднання в таких точках контактний тиск, а, отже, і сила тертя, знижені) переміщуються відносно точок втулки. При зніманні навантаження відбувається відновлення контактного тиску. Тому точки вала не можуть повернутись у попереднє положення. Так виникає напруження, спрямоване вздовж осі з'єднання. Власне, сукупна дія таких напружень і є силою, що викликає саморозпресовування.

Таким чином, під час конструювання з'єднань з натягом, що піддаються впливу згинальних навантажень експериментальна перевірка повинна включати не лише осьове розпресовування з'єднання, але й навантаження згинаючими зусиллями.

Дія пульсуючої осьової сили з частотою пульсації до 10 Гц не призводить, за даними [3], до зниження несучої здатності з'єднання. При ударних навантаженнях вплив залежить від величини енергії удару. Для з'єднання з натягом існує гранична енергія удару A_0 (визначається експериментально), за якої вал відносно втулки не зміщується незалежно від кількості ударів. За енергії удару, яка дещо перевищує A_0 ($A > A_0$), під час кожного удару виникає незначне локальне зміщення, яке при деякій кількості ударів призводить до розпресовування зразок звичайного механічного розпресовування. Кількість ударів, необхідних для розпресовування, залежить від величини A – при зростанні A кількість ударів n зменшується. При деякій величині енергії A_{max} розпресовування може відбуватись за один удар, $A_0 / A_{max} \approx 0,25$.

У [3] вказується на те, що найпоширеніші в машинобудуванні з'єднання володіють відношенням l/d в межах від 0,5 до 2. З'єднання з короткими посадочними місцями допускають передавання більших динамічних навантажень моментами скручування без локальних проковзувань, але гірше протистоять осьовим навантаженням, особливо у випадку дії згинаючих навантажень на вал. Вибір довжини з'єднання здійснюється з умови передавання ними потрібних значень навантажень, або з конструктивних міркувань.

Для з'єднання “зубець-шарошка” характерне співвідношення висоти з'єднання до діаметра складає $0,7 \div 1$. Тому локальне зниження сили утримування поблизу устя або дна отвору призводить до зменшення вказаного співвідношення та підвищення небезпеки втрати зубців. Також варто зауважити наступне: особливості конструкції (монтаж у глухий отвір) та роботи (навантаження з боку вільного кінця “втискає” вставку вглиб отвору) з'єднання з натягом “зубець-шарошка” практично виключають розпресовування внаслідок одного удару.

У роботі [11] Петрини Ю. Д. та ін. вказано, що розхитування та випадання зубців залежить від марки сталі. На шарошках з деяких сталей спостерігаються сліди пластичного деформування, з деяких — ні, проте випадання зубців присутнє практично на всіх зразках.

Петриною Ю. Д. та ін. у [12] проведено дослідження впливу матеріалу шарошки та проектного натягу на спрацювання твердосплавного оснащення шарошок. Виявлено, що найкращі показники надійності з'єднання забезпечуються у разі використання сталі 14ХНЗМА. При стендових випробуваннях секцій шарошок, виготовлених із вказаних сталей виявлено, що при підвищених натягах спостерігається сколювання зубців. Для сталі 16ХНЗМА характерним є сколювання, викорчовування, розхитування та випадання зубців, для сталей 20ХНЗА 17НЗМА за недостатнього натягу спостерігається випадання зубців. Для сталей 14ХНЗМА, 16ХНЗМА характерна наявність пластичних деформацій. З наведених у роботі [12] рисунків видно заокруглення країв отворів, з яких втрачено зубці.

Отже, відповідно до літературних джерел руйнування випаданням відбувається переважно за рахунок локального проковзування. Механізм локального проковзування є ведучим у проявленнях фретинг-корозії, розпресовування за рахунок повторюваних осьових ударів та за рахунок знакозмінних згинальних навантажень. Враховуючи зміну натягу при повторному переміщенні / розпресовуванні, локальне проковзування призводить до зниження висоти утримування, що, в свою чергу, сприяє зниженню рівня енергії удару, необхідної для розпресовування вставки, як A_0 , так і $A_{дин}$. Спостереження “повного” вивертання, при якому отвір пластично деформований або зруйнований розривом на всю висоту не описано. Тому можна припустити, що й за наявності пластично деформованих отворів ведучим процесом є локальне проковзування із “підніманням” вставки з отвору з подальшим вивертанням внаслідок недостатньої висоти утримування та пластичності сталі.

Основною причиною проявлення сколювання в літературі називають концентрацію напружень, яка виникає у разі запресування зубця в отвір [1, 2, 13], хоча єдиної думки про механізм аварійної втрати роботоздатності вставок не існує [11].

Згідно наведених у [4] результатів досліджень однією з основних причин виходу з ладу конструкцій із деталями, з'єднаними натягом, є

втомне руйнування вала під час циклічного навантаження.

У [3] стверджується, що основними чинниками, які визначають стійкість валів до втоми, є: матеріал, концентрація напружень від втулки, корозія тертя.

Матеріал вала повинен бути малочутливим до концентрації напружень. На досвіді створення колісних пар тепловозобудування у [3] вказується, що високолеговані сталі не забезпечують стійкості, яка відповідала б їх високим механічним властивостям, задовільними в цьому плані є середньовуглецеві сталі 40, 40Х тощо.

Зниження опору втомі валів з напруженими втулками, згідно з [3], складає до 2,5 раз. Найвища концентрація напружень під час згину виникає на стиснутому боці вала, де й з'являються перші втомні тріщини. Якщо переважаючий вплив має знакозмінне кручення, втомні тріщини можуть з'являтися в довільному місці поблизу торця втулки.

Зниження втомної стійкості вала [4] пояснюють концентрацією напружень при виступанні вала за межі втулки. Втомна міцність вала понижується з підвищенням контактного тиску приблизно до 80 МПа, далі стабілізується при змінах контактного тиску в межах $80 \div 160$ МПа. Про вплив подальшого підвищення тиску відомості не наводяться.

У [3] також констатується, що за контактного тиску в межах до 30 - 40 МПа проявляється вплив зміни тиску на втомну стійкість вала, за вищих тисків (межі не наводяться, але, можливо, відповідають згаданим раніше, при аналізі інформації з [4], $80 \div 160$ МПа) вплив не проявляється. Такий вплив пояснено паралельним розвитком тріщин від концентрації та корозії тертя. З підвищенням натягу вплив тріщин корозії зменшується. Таким чином, для з'єднань з натягом при контактних тисках вище 40 МПа стверджується вирішальний вплив концентрації напружень, вплив корозії тертя незначний.

Згідно [4] вплив матеріалів вала та втулки на концентрацію напружень дослідники трактують двояко: за деякими дослідженнями матеріал втулки практично не впливає на втомну стійкість вала, за іншими — матеріали вала та втулки повинні бути якомога м'якшими. Зокрема вказано, що для різних матеріалів спостерігаються різні значення коефіцієнта концентрації напружень: м'яка сталь — 1,0, цементована загартована — 1,25, бронза — 0,75, в деяких роботах вказується коефіцієнт концентрації ~ 3 .

У [4] констатують, що спосіб збирання — “холодне” чи “гаряче” складання — не впливає на втомну міцність вала, як і змащування.

У [10] на основі експериментальних досліджень стверджується, що головною причиною сколювання твердосплавних зубців шарошкочивих доліт є надоліки матеріалу зубців, як то наявність мікротріщин, каверн, неоднорідність структури.

Таким чином, відповідно до оглянутих літературних джерел можна констатувати: основною причиною сколювання зубців є недостат-

ня якість зубців, оскільки рівень напружень, навіть враховуючи концентрацію при усті отвору, не сягає рівня допустимих напружень для матеріалу зубця при однократному статичному навантаженні. Однак, зниження концентрації напружень є актуальним завданням, оскільки у разі послаблення утримування за рахунок розтріскування матеріалу шарошки можливий розвиток корозії тертя, внаслідок чого збільшується висота незакріпленої частини зубця та, відповідно збільшуються згинальні навантаження, що значно знижує втомну міцність вала. Для зубців з великим вильотом робочої поверхні зниження втомної міцності також актуальне.

З проведеного огляду відомих уявлень про роботу конструкцій з'єднань з натягом видно, що проблеми випадання та сколювання зубців є наслідком загальних особливостей у роботі з'єднань з натягом. Відповідним вибором конструкції можна досягнути суттєвих покращень в роботі з'єднань з натягом. Тому в технічній літературі запропоновано багато різноманітних конструкцій. Та, незважаючи на таку різноманітність, проблема надійного закріплення зубців у шарошках бурових доліт і надалі залишається актуальною [11, 12, 14].

Оглянемо пропоновані конструкції та способи утворення з'єднання в прив'язці до проблем, які, за деклараціями авторів, вони покликані вирішити. Більшість конструкцій, які пропонуються, прив'язані до того чи іншого способу складання з'єднання. Тому у огляді також будемо дотримуватись, за можливості, розподілу конструкцій за способами утворення з'єднання.

Із способів складання з'єднання, які можна застосувати для з'єднання “зубець – шарошка”, у [3, 4] розглядаються: механічне запресовування, збирання з нагріванням або/і охолодженням. Нагрівати слід охоплюючи деталь, охолоджувати – охоплювану.

Перевагами механічного запресовування вважається висока продуктивність, готовність переходу до наступної технологічної операції; недоліками — можливість пошкодження спряжених поверхонь (риски, задири), значне розсіювання зусиль запресовування та розпресовування, високі значення необхідних зусиль преса, неможливість використання антикорозійних та інших покриттів.

Для теплового способу характерною є необхідність примусового чи природного охолодження для забезпечення можливості подальшої обробки; значна витрата енергоносіїв; можливе утворення окалини та структурних перетворень металу. Останній недолік [4] використовується в як один з варіантів технології складання, що розглянемо нижче.

Для збирання з охолодженням характерною перевагою вважають: міцність з'єднання, що навіть вища ніж при тепловому збиранні; збирання без пошкодження поверхонь. До недоліків відносять неможливість утворити з'єднання з підвищеними натягами та великі витрати холодоагентів.

У [4] вказано, що одним із способів створення з'єднань з натягом підвищеної міцності є створення натягу за рахунок структурних перетворень сталі у процесі гартування та відпуску. Також можна додатково виконувати пластичну деформацію отворів перед відпуском. Отже, можна складати з'єднання з мінімальним натягом, далі проводити відпуск (або глибоке охолодження з подальшим відпуском). Зміна натягу відбувається за рахунок зміни об'єму під час структурних перетворень сталі (аустеніт → мартенсит).

Спосіб термічного/криогенного складання призводить до збільшення несучої здатності з'єднання у 2÷3 рази відносно запресовування. Такий наслідок пояснюють тим, що під час нагрівання/охолодження натяг практично “вибирається”, тому мікронерівності не зрізаються і сприяють підвищенню тертя.

Під час нагрівання сталеві деталі вище 350÷400° С на поверхні деталі може з'явитись окалина. Це еквівалентно нанесенню абразиву і значно ускладнює випресовування без руйнування з'єднання.

Експериментальні дослідження авторів [3] також вказують на те, що спосіб складання (термо- або крио- замість механічного) дає змогу підвищити зусилля розпресовування під час першого зсуву приблизно вдвічі, при наступних зсувах зростання складає 20 ÷ 40 %. Зростання пояснюється взаємним проникненням мікронерівностей у поверхні деталей та необхідністю їх зрізу, а подальше спадання пояснюється тим, що під час першого зсуву зрізаються мікронерівності на поверхнях деталей. Залишкове підвищення зусилля випресовування залишається без пояснень.

Автори [9] стверджують, що при термічному складанні при мінімальній різниці температур 200° К спостерігається зростання міцності пресового з'єднання приблизно на 47%, наводиться діаграма зростання зусилля розпресовування при зростанні різниці температур деталей. Щоправда не наводиться даних про те, яким чином досягається різниця температур. Крім того, у роботі [9] наводяться ствердження про те що: за термічного складання мікронерівності виступають в ролі шипів, підвищуючи силу тертя, а при запресовуванні найбільша міцність спостерігається за найменших значень шорсткості; якщо механічні властивості матеріалів з'єднуваних деталей близькі надійність з'єднання зростає.

Враховуючи потенційну можливість значно підвищити якість з'єднання, необхідно детальніше дослідити можливість створення з'єднання з глибоким охолодженням. Створення з'єднання з використанням охолодження (без врахування можливих структурних перетворень) широко декларується у патентних та інших джерелах, присвячених з'єднанню “вставка-корпус бурового інструменту”, наприклад, патенти США 3537539, 3693736, [1] та ін.

Згідно рекомендацій, наведених у [4], якщо на з'єднання діють циклічні навантаження, для вала треба робити плавний перехід ($R \geq 0,2d$)

від посадочної поверхні до основного тіла. Варто додати, що таку рекомендацію в літературі, зокрема [4], дають для з'єднань, в яких посадка здійснюється на спеціальну ступінь збільшеного, відносно основного, діаметра.

Для з'єднання з натягом рекомендують виготовляти вал із західним конусом з кутом біля вершини $10-15^\circ$ та висотою $0,01d+2$ мм, а втулку – з фаскою кутом $60 \div 90^\circ$ та висотою $2 \div 3$ мм. Для глухих отворів малі західні кути конуса не рекомендуються, оскільки зменшується висота з'єднання з номінальним натягом та, відповідно, площа контакту. Згідно [4], зменшення кута західного конуса сприятливо впливає на зростання зусилля випресовування можливо тому, що запобігає зрізанню контактних поверхонь. Сприятливий вплив зменшення кута західного конуса проявляється як при пружних, так і при пластичних деформаціях. Вплив більше проявляється при складанні з'єднань без змащування, менше – при змащуванні. Рекомендований кут західного конуса вала для більшості з'єднань становить 10° .

Ефект зменшення західного кута використано в конструкціях, запропонованих у патентах США № 4047583, СРСР № 468994. Тут і далі нами використано загальнодоступну інформацію про патенти [15, 16, 17].

Одним з чинників, які найбільш суттєво впливають на напружений стан з'єднання “зубок-шарошка”, у [9] визначається точність складання пресового з'єднання, що характеризується величиною оптимального натягу.

У [4] наводяться рекомендації: для підвищення стійкості вала до втомного руйнування (для деталей з пластичних матеріалів, які зміцнюються наклепом) виконувати обкатування вала роликками, дорнування отворів. Така обробка на одне – два значення підвищує точність та знижує шорсткість поверхні. Також, підвищення втомної міцності від обкатування роликками пояснюють тим, що несприятлива дія напружень від посадки з натягом компенсується сприятливим впливом залишкових напружень, які виникають внаслідок пластичної деформації поверхневих шарів вала.

Для валів з литих сталей, згідно [4], можна застосовувати наплавлення марганцевими сталями, які під час охолодження загартовуються; одночасно з підвищенням механічних властивостей створюються залишкові напруження стиску, що викликає підвищення стійкості вала до втомних руйнувань від циклічних навантажень.

Багато дослідників проводило експериментальне дослідження закріплення твердосплавних зубців з натягом. Зокрема, згідно з [1], Алієв М.Н. досліджував вплив твердості цементованої поверхні на величину оптимального натягу і показав, що із збільшенням твердості цементованої поверхні на вінцях величина зусилля, що руйнує з'єднання, зменшується. Тому він пропонує проводити додаткове зміцнення поверхні отвору наклепом дробеструменевою обробкою. Це, на його думку, дасть змогу вирівняти твердість поверхні отвору по глибині

та дозволить запобігти утворенню / поширенню тріщин.

Результати низки досліджень [18, 19] свідчать, що для з'єднання “зубець-шарошка” за наявності цементованого шару на вінцях зусилля випресовування зубців із збільшенням натягу проходить через екстремальну точку з наступним різким падінням. Дослідники у згаданих роботах рекомендували захищати вінці шарошок від цементациї під час хіміко-термічної обробки. Міцність з'єднання при цьому можна підвищити шляхом збільшення натягів у з'єднаннях. Висловлюється припущення, що отвір при такому способі повинен мати практично однакову твердість по глибині, отже зменшується ймовірність утворення та поширення тріщин біля устя та на поверхні отвору.

Гусейнов А. А. у роботі [20], присвяченій вивченню впливу натягу в з'єднанні “сталеві матриця – твердосплавний штир” показав, що збільшення натягу призводить до підвищеної ймовірності виникнення напружень, які перевищують міцність цементованої сталі. Це впливає з виникнення навколо устя отвору мікро- та макротріщин, параметри яких залежать від натягу та твердості цементованого шару. На основі експериментальних досліджень у роботі наведено рекомендований натяг $0,08 \div 0,09$ мм для отвору діаметром 10 мм при твердості цементованого шару після термообробки $55 \div 60$ HRC. Досліджень при інших характеристиках матеріалів деталей та параметрах з'єднання не наводиться, як і залежностей для визначення відповідних значень.

Автор роботи [20] пропонує для підвищення стійкості з'єднання знежирювати поверхні контакту ацетоном та здійснювати попереднє пластичне деформування отвору прошиванням. За їх результатами підвищення міцності з'єднання складає до 30 %, що пояснено проявом схоплювання (із зростанням сил запресовування та випресовування) та підвищенням точності отвору. Ці результати відповідають раніше згаданим результатам [3] та [4].

На ВАТ “Дрогобицький долотний завод” застосовують також технологію захисту від впливу цементациї: після проведення цементациї до гартування механічною обробкою знімають поверхневий шар вінців (обточують), що дає змогу зняти цементований шар та досягти практично однакової твердості матеріалу шарошки вздовж осі отворів під закріплення зубців. Такий спосіб описано у [1], але подібна обробка призводить до зниження стійкості вінців шарошок проти гідроабразивного зношування [11].

На ДДЗ ще у 80-х роках минулого століття запропоновано конструкцію, що уможливило за мінімальних затрат уникнути шкідливої концентрації напружень в цементованому шарі із збереженням останнього на поверхні вінця. Таку конструкцію зображено на фігурі в авторському свідоцтві СРСР № 649816, але в описі та формулі винаходу згаданий ефект не подано.

Ефект зміцнення поверхні отвору використано в конструкції за патентом США

№ 6598689. Ефект дорнування отвору використано в конструкціях за авторськими свідоцтвами СРСР №№ 468994, 853087.

Ще одним способом підвищити силу утримування вставки в отворі є створення складної контактуючої поверхні вставки чи отвору.

У конструкціях, відомих з патентних джерел, для бурових доліт широко використовують ускладнення контактуючих поверхонь отвору та вставки. Такі конструкції наведено у [1] та у патентах США №№ 3599737, 3749190, 3997011, 7416035, авторських свідоцтвах СРСР №№ 3912259, 468994, 898034, 1086109, 1168695, 1465529. Суть запропонованих змін зводиться до створення “замка” за рахунок пружної післядії матеріалу отвору або його пластичних деформацій.

Для підвищення несучої здатності з’єднань з натягом поверхні деталей, згідно [4] рекомендують обробляти абразивним порошком чи пастами. Це дає змогу підвищити силу випресовування при одночасному зниженні натягу. Наприклад, при нанесенні на вал карборундового порошку сила тертя та момент, який може передати з’єднання зростають удвічі.

Для запобігання шкідливому впливу корозії застосовуються різного типу прокладки та покриття. Застосування таких заходів можливе здебільшого лише для з’єднань, які створюються з нагріванням (термо-) або охолодженням (кріо-складання) деталей. Основними матеріалами автори [3] називають різноманітні пластмаси. Недоліком таких рішень є підвищення температури за рахунок нижчої міцності прокладки та високого внутрішнього тертя (особливо для знакозмінних навантажень). Крім того, на нашу думку, недоліком є власне низька міцність проміжної деталі, що для умов роботи з’єднання “зубець – шарошка” критично. Однак, відома конструкція з’єднання “зубець-корпус інструменту” згідно патенту США № 3618683, яка містить проміжне тіло пониженої міцності та жорсткості. Дослідження роботи такої конструкції не відомі.

Для підвищення коефіцієнта тертя з’єднань з натягом можна використовувати нанесення гальванічних покриттів, як вказано у [4]. Товщину покриття рекомендують приймати: хромування, нікелювання в один шар – $5 \div 8$ мкм, багат шарові: хромування $-20 \div 25$ мкм, нікелювання – $28 \div 30$ мкм, оміднення – $25 \div 30$ мкм, цинкування – $10 \div 25$ мкм, лудіння оловом – $20 \div 25$ мкм.

У [4] сказано, що гальванічні покриття не лише захищають з’єднання від корозії, але й збільшують у 2–3 рази їх несучу здатність. Для таких з’єднань найкращим способом складання є складання з використанням охолодження охопленої деталі, оскільки під час складання під пресом частина м’якого покриття (цинк, кадмій, мідь) зрізається, а при твердих покриттях (хром, нікель) на поверхнях тертя виникає схоплювання.

У [10] запропоновано створювати на поверхні зубців гальванічне хромове покриття, покликане зменшити розтріскування та підвищити

коефіцієнт тертя. Згідно опису проведених виконавцями [10] досліджень товщина пропонованого покриття складає 0,2 мм. Таким чином, дане покриття слід вважати зовнішнім тілом, складеним із вставкою без натягу.

Нанесення гальванічних покриттів або абразивів дає змогу підвищити коефіцієнт тертя, але при цьому спостерігається підвищена мінливість коефіцієнта тертя залежно від контактного тиску (згідно наведених у [4] діаграм). Тому такий засіб дає змогу підвищити зусилля першого зсуву, але розрахунок з’єднань варто проводити за нижніми значеннями коефіцієнта тертя.

Найбільшу кількість конструктивних змін запропоновано для вирішення проблеми концентрації напружень як від впливу отвору в цілому, так і від наявності устя, дна отвору, виступаючої частини вставки.

Автори [3] констатують, що зміна зовнішнього діаметра втулки при незмінних інших геометричних параметрах з’єднання призводить до зростання контактного тиску та до зростання маси деталей. Зростання маси деталей відбувається швидше за зростання контактного тиску. Рекомендовані значення відношення d/d_2 в межах $0,5 \div 0,8$. При більших значеннях відношення зменшується концентрація напружень але одночасно зростає середнє напруження у втулці, що може призвести до її перевантаження.

Оптимальну довжину з’єднання автори [3] рекомендують підбирати з умов максимуму питомого навантаження, яке обчислюється як відношення навантаження до одиниці маси з’єднання. Згідно досліджень роботи [3] для з’єднань, що працюють як лише з пружними, так і з пружно – пластичними деформаціями оптимальні довжини з’єднання лежать в межах $0,5 \leq l/d \leq 1,5$.

Для зменшення концентрації напружень запропоновано низку конструктивних рішень: стоншення торцевих сторін охоплюючих деталей, виточки на маточині, канавки на валу, потовщення підматочинної частини осі, звисання торців втулки над валом і т. ін. Згідно [4] концентрацію напружень біля торців з’єднання рекомендовано знижувати, знижуючи жорсткість втулки біля її краю.

Згадані вище результати узгоджуються з загальними рекомендаціями, наведеними у [4]: встановлення відношення d_2/d в межах $1,8 \div 2,3$. Такі розміри підбираються для запобігання значного підвищення рівня напружень деталей при $1 < d_2/d < 1,8$, зниження коефіцієнта використання матеріалу при $d_2/d > 2,3$. d_2 – зовнішній діаметр втулки; d – номінальний діаметр з’єднання.

У [3] також наведено результати досліджень про вплив діаметра та довжини з’єднання на динамічну стійкість. Встановлено, що при достатній довжині з’єднання вплив згину вала на міцність знижується і взагалі невеливається. І навпаки, для коротких з’єднань такий вплив може бути вирішальним та призводити до недопустимої втрати стійкості з’єднання. Очевидно, автори мають на увазі

силу випресовування при одночасному впливі знакозмінного згину.

Простий аналіз найбільш поширеної конструкції свідчить, що максимальні напруження при однаковому вздовж висоти з'єднання натягу мають виникати ближче до дна отвору. Таке твердження відповідає результатам отриманим у [6]. Адже ближче до дна отвору конструкція відповідає моделі із закріпленою зовнішньою границею, в той час як поблизу устя отвору ситуація, залежно від конструкції корпусу шарошки, з більшим або меншим наближенням відповідає закріпленню з вільною зовнішньою границею. Таким чином, найжорсткіше закріплення спостерігається поблизу дна отвору, в той час як поблизу устя можливе відносне послаблення.

Рекомендацію щодо стоншення стінок втулки можна витримувати лише в межах вінця, для переважної більшості конструкцій не на всю висоту з'єднання. Крім того, варто зважати на можливе послаблення утримування та прояви локального проковзування.

Утворення частини з'єднання із зменшенням жорсткості втулки призводить до зростання нерівномірності розподілу напружень із "зсувом" максимальних напружень ближче до дна отвору за рахунок більш жорсткого закріплення в цій області. Вирішенню цієї проблеми присвячено кілька патентованих рішень: патенти США №№ 3388757, 4047583, 4700490, 4181187, авторські свідоцтва СРСР №№ 1303696, 1353885, патент України № 38856. Крилов К. А. та Стрельцова О.А. у [1], Співак А. І. та Попов А. Є. у роботі [21] пропонують конструкції із зниженою жорсткістю поблизу устя отвору, таку ж рекомендацію дають Петрина Ю. Д. та ін. у [12].

У [4] одним із способів закріплення з натягом, який дає змогу знизити необхідну точність та вимоги до чистоти поверхні при одночасному підвищенні міцності закріплення вказують з'єднання з допомогою проміжних тіл (пружних кілець з конічними боковими поверхнями).

Взагалі автори [4] та [3] значну увагу звертають на конічні з'єднання з натягом, такі з'єднання забезпечують відносно циліндричних точніше регулювання натягів, контактних тисків, сил утримування, однак, одночасно мають недолік, який в умовах роботи з'єднання з натягом "зубець-шарошка" є неприпустимим, а саме: при одноразовому перевищенні несучої здатності з'єднання воно повністю втрачає роботоздатність. Це стосується з'єднань як з прямою, так і зі зворотною конусністю. Така втрата роботоздатності практично відповідає втраті зубця на вибої, що є неприпустимим. Проте у патентних джерелах запропоновано кілька таких конструкцій: патенти США №№ 3693736, 3749190, 4014395, 40047583, 7032693.

Ефективним способом підвищення міцності деталей, які піддаються високим внутрішнім навантаженням, в т. ч. і динамічним, є створення з'єднань з натягом кількох циліндричних тіл [4]. Такі з'єднання поширені при створенні стволів вогнепальної зброї.

Запресовування циліндричної втулки у циліндричний отвір призводить до виникнення на внутрішній поверхні втулки стискальних напружень, які при додаванні напружень експлуатації розвантажують матеріал деталі. Внаслідок сприятливішого розподілу напружень такі з'єднання міцніші, можуть створюватись менших розмірів, ніж у випадку монолітної охоплюючої деталі, підвищується допустимий внутрішній тиск. Запресовування втулок в отвори масивніших корпусів приводить до зменшення їх (втулок) внутрішнього діаметра. Це явище необхідно враховувати під час конструювання з'єднань з натягом, що складені з кількох співвісних циліндрів.

Конструкції з проміжним тілом, що мають на меті зменшити жорсткість закріплення за рахунок відповідного добору матеріалів проміжних тіл, полегшити розбирання з'єднання, зменшити розтріскування матеріалу корпусу, знизити витрати твердого сплаву, досягти ефекту самоагострення, запропоновано у патентах США №№ 3537539, 3693736, 3749190, 4151889, 4339009, 4764255, 4854405, 4567669, 6926104, авторських свідоцтвах СРСР №№ 909100, 926220, 1229300, 1274369, 1303696, 1418463, 1439192, 1479605, патенті України № 38856.

У [4] вказується, що при сприйнятті навантажень, прикладених до вала, близько 25 % навантаження реалізується приблизно на 5 % висоти з'єднання, що згадувалось вище. Також вказано, що дійсний коефіцієнт тертя треба визначати за діаграмами запресовування або з таблиць коефіцієнтів тертя ковзання. Але його величину під час розрахунків треба приймати нижчою знайденого, особливо у разі використання методів зниження концентрації напружень біля устя отвору. Таким чином, рекомендують враховувати нерівномірність передавання навантаження з'єднанням з натягом, особливо для випадку навантаження моментами, які намагаються повернути деталі навколо осі з'єднання.

Наведений вище огляд праць, присвячених дослідженню роботи з'єднань з натягом, які використовують для оснащення шарошок зубцями свідчить, що, незважаючи на велику кількість опублікованих робіт, на даний момент єдина думка про чинники, які визначають роботоздатність такого з'єднання, ще не сформована. Різні автори по-різному бачать фізичну модель роботи з'єднання та пропонують конструкції з'єднання відповідно до оптимальних значень параметрів, які включено до моделі. Здебільшого така ситуація спричинена саме переважаною кількістю експериментальних досліджень роботи з'єднання з введенням емпіричних регресійних формул чи коефіцієнтів поправки до аналітичних формул. Такий шлях, відповідно до [22], не має достатньої ґносеологічної цінності для прогнозу роботи пристрою.

Отже, існує необхідність у подальших дослідженнях роботи з'єднань з натягом "зубець – шарошка", з врахуванням досвіду конструювання таких з'єднань в інших галузях машинобудування.

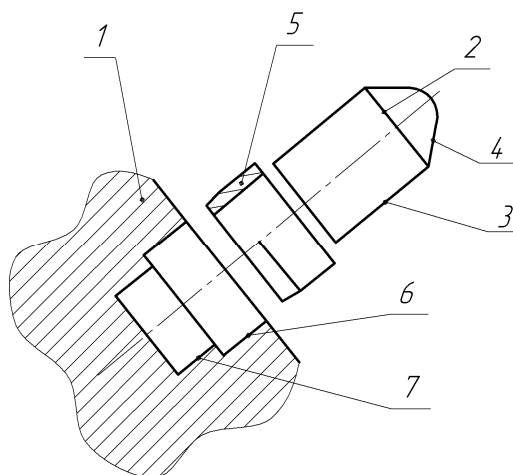
Опираючись на проведений огляд як на апіорну інформацію можна сформулювати вимоги до конструкції з'єднання та сформувати відповідну конструкцію.

Рівень напружень, які виникають в елементах конструкції, має бути достатньо високим. Особливо така вимога стосується радіальних напружень, які визначають силу утримування. В той же час бажано не допускати рівня еквівалентних напружень (оскільки геометричні розміри з'єднання "зубець-шарошка" такі, що варто розглядати об'ємний напружено-деформований стан) вищих границі плинності. Отже, першим завданням є дослідження можливості досягнення високих значень радіальних напружень при заданому рівні максимальних еквівалентних напружень.

У [23] розглянуто основні розрахункові моделі та їх результати для з'єднання "зубець-шарошка", у [6] детально розглянуто результати моделювання роботи складеного двокомпонентного циліндра. На основі результатів [6] можна зробити висновок, що зміною конструкції з'єднання за рахунок зміни форми та товщини втулки (в ролі якої виступає вінець шарошки) вирішити поставлене завдання не вдасться. Можливим напрямком досягнення мети є створення багатокомпонентного циліндра. Конструкції з проміжними тілами широко представлені в патентній літературі, але для вивчення можливості використання проміжного тіла з метою зниження еквівалентних напружень за одночасного підвищення сили утримування необхідно виконати побудову відповідної моделі та аналіз її результатів.

Суттєвим недоліком існуючих конструкцій є неоднаковий рівень напружень по висоті з'єднання. Описані в літературі конструкції вирішують цю проблему лише частково. Більшість конструкцій створюються з метою зменшення концентрації напружень шляхом відповідного зниження рівня напружень в деталях з'єднання (зниження жорсткості втулки). Така ситуація не відповідає рішення поставленого завдання досягнення високих значень контактного тиску, може призводити до виникання локального проковзування деталей з'єднання одна відносно одної. На нашу думку, необхідним є досягнення більш рівномірного розподілу напружень по висоті з'єднання за рахунок підвищення рівня напружень в цілому із одночасним зниженням концентрації напружень. Такого ефекту також можна досягти шляхом використання проміжного тіла відповідної до конструкції висоти та розміщення. У деяких розглянутих вище конструкціях використовується ефект одночасного зниження жорсткості закріплення та підвищення стійкості до згинальних навантажень за рахунок виступу проміжної втулки над отвором.

На основі аналізу наведеної вище інформації з літературних джерел авторами сформовано нове конструктивне рішення для створення з'єднання з натягом "зубець-шарошка", ескіз якого представлено на рис. 4.



1 – корпус з отвором (наприклад, шарошка);
2 – твердосплавна вставка; 3 – ніжка твердосплавної вставки; 4 – робоча поверхня твердосплавної вставки; 5 – втулка; 6 – ступінь отвору для закріплення втулки; 7 – ступінь отвору номінального діаметра з'єднання "вставка-отвір"

Рисунок 4 – Узагальнене зображення запропонованого конструктивного рішення

З огляду на інформацію про переваги та недоліки способів складання з'єднання можливої способі складання запропонованої конструкції: отвори в шарошці обробити дорнуванням; твердосплавну вставку та втулку охолодити; скласти з'єднання та піддати складену деталь відпуску. Можливість використання механічного складання за допомогою преса необхідно уточнити розрахунками, що є одним із завдань подальших досліджень.

Конкретизація виконання запропонованої конструкції, як то: добір натягів, висот втулки та отвору, товщини стінки втулки, конструктивних елементів, на зразок фасок, заокруглень тощо, отвору, втулки, вставки неможливе без розвитку існуючих моделей роботи з'єднання чи створення нових з детальним аналізом отриманих результатів, що складає завдання наступних досліджень.

Отже, за результатами аналізу відомої інформації про конструювання з'єднань з натягом у наведеній праці запропоновано нове конструктивне рішення для створення з'єднання з натягом "зубець-шарошка" та визначено завдання подальших досліджень.

Література

- 1 Крылов К. А. Повышение эффективности и долговечности буровых долот / К. А. Крылов, О. А. Стрельцова. — М. : Недра, 1983. — 206 с.
- 2 Шарошечные долота. Международный транслятор-справочник : Международная инженерная энциклопедия / Под науч. ред. В. Я. Кершенбаума, А. В. Торгашова, А. В. Торгашова. — М. : Недра, 2000. — 245с. — (Серия "Нефтегазовая техника и технология")

- 3 Гречишев Е. С. Соединения с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление / Е. С. Гречишев, А. А. Ильяшенко. — М.: Машиностроение, 1981. — 247 с.
- 4 Берникер Е. И. Посадки с натягом в машиностроении. — М., Л.: Машиностроение, 1966. — 166 с.
- 5 Писаренко Г. С. Опір матеріалів: підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Є. С. Уманський; за ред. Г. С. Писаренка. — [2-е вид., перероб. і доп.] — К.: Вища школа, 2004. — 655 с.
- 6 Корнута В. А. Моделирование напряжено-деформованого стану з'єднання корпус (шарошка) — твердосплавна вставка контактом двох гладких циліндрів. / В. А. Корнута, Т. М. Даляк // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. — 2009. — №1 (30) 2009. — С. 48-53.
- 7 Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. — М.: Машиностроение, 1990. — 364 с.
- 8 Борушак Б. О. Влияние глубины цементованого шару на точність форми оброблюваного отвору під запресовку зубків. / Б. О. Борушак, Ю. Д. Петрина, Л. О. Борушак, Т. В. Ілик. // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. [Серія: Нафтопромислове обладнання]. — 1998. — Т. 4, вип. 36. — С. 78-86.
- 9 Петрина Ю. Д. Підвищення надійності з'єднання "шарошка — зубок" в три шарошкових бурових долотах. / Ю. Д. Петрина, Р. С. Яким, Т. Б. Пасинович // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. — 2007. — № 2 (23). — С. 67-69.
- 10 Совершенствование методов технологического обеспечения качества изготовления шарошечных долот [Текст]: Отчет о НИР (промежуточ.): 58 / ВНИИБТ; рук. Кантор В. С.; исполн.: Бровер А. Л. [и др.]. — М.: ВНИИБТ, 1980. — 133 с. — Библиогр.: с. 133. — № ГР 79066471. — Инв. № 6915802 17.фев8.т.
- 11 Петрина Ю. Д. Влияние физико-механических свойств стали шарошки на міцність з'єднання "шарошка - зубок" в три шарошечних бурових долотах. / Ю. Д. Петрина, Р. С. Яким, Т. Б. Пасинович // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. — 2007. — № 3 (24). — С. 73-78.
- 12 Петрина Ю. Д., Яким Р. С., Пасинович Т. Б. Аналіз надійності з'єднання "зубок - шарошка" в три шарошкових бурових долотах. / Ю. Д. Петрина, Р. С. Яким, Т. Б. Пасинович // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. — 2008. — № 1 (26). — С. 48-54.
- 13 А. с. 1353885 СССР, МКИ⁴ Е 21 В 10/46. Породоразрушающая вставка / Евсеев П. П., Иванов Р. А., Якимчук У. Н. (СССР). — № 3911497/22-03; заявл. 17.06.1985; опубл. 23.11.1987, Бюл. № 43.
- 14 Пат. 38856 U Україна, МПК (2009) Е 21 В 10/46. Породоруйнівна вставка / Петрина Ю. Д., Яким Р. С., Пасинович Т. Б.; заявник та патентовласник Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу. — № u200809040; заявл. 10.07.2008; опубл. 26.01.2009, Бюл. № 2.
- 15 Інформаційно-довідкові системи [Електронний ресурс]. — Державне підприємство «Український інститут промислової власності». — Режим доступу до повнотекстових баз даних: <http://www.ukrpatent.org/ua/bases2.html>. — Назва з екрану.
- 16 РЕЕСТР РОССИЙСКИХ ИЗОБРЕТЕНИЙ [Електронний ресурс]. — ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ, ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ (РОСПАТЕНТ). Режим доступу до баз даних фотокопій патентів: — http://www.fips.ru/cdfi/reestr_rupat.htm. — Назва з екрану.
- 17 USPTO Patent Full-Text and Image Database [Електронний ресурс]. — United States Patent and Trademark Office. An Agency Of The United States Department Of Commerce. — Режим доступу до повнотекстових баз даних: <http://patft.uspto.gov/netahtml/PTO/search-bool.html>. — Назва з екрану.
- 18 Симонов В. В. Работа шарошечных долот и их совершенствование. / В. В. Симонов, В. Г. Выскребцов. — М.: Недра, 1975. — 239 с.
- 19 Сорокин Г. М. Исследование ударного износа: дисс. ... докт. техн. наук / Сорокин Геннадий Михайлович. — М.: 1972. — 322 с. — (МИНХиГП).
- 20 Влияние натяга на прочность сопряжения "штырь — отверстие": Материалы III научно-технической конференции молодых ученых и специалистов нефтяного машиностроения, посвященной вопросам повышения долговечности и совершенствования нефтепромыслового оборудования и инструмента / Всесоюзный научно-исследовательский и проектно-технологический институт нефтяного машиностроения. — Баку: ВНИИПТНГ, 1973. — С. 72-76.
- 21 Спивак А. И. Разрушение горных пород при бурении скважин: учебник [для ВТУЗОВ] / А. И. Спивак, А. Н. Попов. — М.: Недра, 1986. — 208 с.
- 22 Литвинский Г. Г. Аналитическая теория прочности горных пород и массивов: [Монография] / Литвинский Г. Г. — Донецк: Норд-Пресс, 2008. — 207 с. — (ДонГТУ).
- 23 Корнута В. А. Використання механіко-математичних моделей роботи з'єднань з натягом під час проектування з'єднання зубок — шарошка / В. А. Корнута, О. В. Корнута // Нафтова та газова енергетика. — 2008. — № 4. — С. 68—74.

Стаття постуила в редакційну колегію
14.05.09
Рекомендована до друку професором
Дрогомирецьким Я. М.