

## ВПЛИВ ЕКСЦЕНТРИЧНОГО РОЗТАШУВАННЯ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ У СТОВБУРІ СВЕРДЛОВИНИ НА ЙОГО ПРОМИВАННЯ

І.І. Чудик

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 45560,  
e-mail: chudoman@ukr.net

Приведена методика расчета площади застойной зоны бурового раствора, образующейся в эксцентричном кольцевом пространстве между бурильной колонной и стенкой скважины в процессе ее промывки. Кроме того рассматриваются вопросы определения потерь давления и энергии в кольцевом пространстве с учетом эксцентриситета. Намечены перспективы дальнейших исследований в данном направлении.

The calculation method of the area of drilling mud dead space that is formed in off-center annular space between drill string and well wall by its conditioning is adduced. Moreover the issues of pressure and energy loss definition in annular space taking into account eccentricity are considered. Perspectives of further investigation in this direction are planned.

Із загалу витраченої енергії на буріння, саме на формування циліндричної виробки в гірській породі входять затрати на подолання сил тертя бурильної колони зі стінкою свердловини і спуско-підймальні операції (20-30%), а також на очищення вибою від вибуреної породи і винесення її на денну поверхню (70-80%). Енергія, яка витрачається одним буровим верстатом загальною потужністю 2-3 кВт на буріння свердловини, глибиною 3000 м, є достатньою для забезпечення потреб невеликого міста [1]. Оскільки на сьогодні існує актуальна проблема зменшення енерговитратності процесу буріння при забезпеченні високих техніко-економічних показників процесу спорудження свердловини, то дослідження процесу промивання останньої із врахуванням складних процесів течії бурового розчину в кільцевому просторі є актуальним завданням, яке потребує вирішення.

У процесі буріння рух промивальної рідини в кільцевому просторі відбувається повз стінку свердловини (обсадженої або відкритий стовбур) і елементи бурильної колони (бурильні труби, ОБТ та ін.). Через значну довжину і складні форми поперечного перерізу кільцевого простору свердловини (ускладнення за рахунок каверн і жолобів), тут завжди відбуватимуться зміни швидкості течії промивального агента, винесення шламу на устя, а також втрати тиску і гідравлічної енергії на їх подолання. Енергія, яка витрачається у процесі промивання свердловини, розподіляється на подолання гідравлічних втрат у напірній лінії від насоса до долота та в кільцевому просторі, на очищення вибою від вибуреної породи і її піднімання до устя свердловини та створення відповідного гідродинамічного тиску в гірничій виробці.

У процесі буріння свердловин бурильна колона переважно наближена до стінки, і при цьому суттєво виражається эксцентриситет. Таке розташування викликає замулення певної частини поперечного перерізу кільцевого простору, збільшуючи швидкість руху бурового розчину, площу контакту поверхні бурильних труб із гірською породою та крутний момент на

її обертання [1, 2]. На це впливає низка таких чинників, як діаметри свердловини і бурильної колони, параметри промивальної рідини, енергетичні характеристики бурового насоса, величина эксцентриситету і його положення в площині кільцевого перерізу стовбура. Два останні чинники є на сьогодні практично неконтрольованими, незалежно від способу ведення робіт. Тому з метою встановлення залежностей зміни між основними техніко-технологічними чинниками, які впливають на процес руху висхідного потоку бурового розчину вздовж кільцевого простору, проведемо відповідні дослідження за такою розрахунковою схемою (рис. 1).

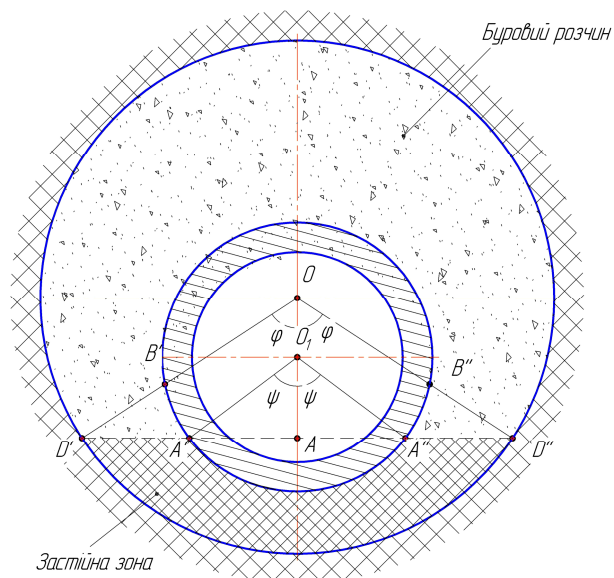


Рисунок 1 — Розрахункова схема формування застійної зони бурового розчину в кільцевому просторі з эксцентричним розташуванням колони труб

У випадку эксцентричного розташування елементів бурильної колони у процесі циркуляції бурового розчину створюється застійна зона, в якій рух промивальної рідини обмежується силами тертя. Згідно розрахункової схеми

(рис. 1):  $OO_1 = e$  – величина ексцентриситету між осями свердловини і бурильною колоною,  $OD' = OD'' = R_2$  – радіус свердловини,  $O_1A' = O_1A'' = R_1$  – радіус бурильної колони,  $\varphi$  – величина півкута охоплення елемента бурильної колони застійною зоною.

$$OA = R_2 \cdot \cos(\varphi); \quad (1)$$

$$O_1A = R_2 \cdot \cos(\varphi) - e; \quad (2)$$

$$\psi = \arccos \left[ \frac{R_2 \cdot \cos(\varphi) - e}{R_1} \right]; \quad (3)$$

$$AA'' = AA' = R_1 \cdot \sin(\psi); \quad (4)$$

$$A'D' = A''D'' = R_2 \cdot \sin(\varphi) - \sin \left[ \arccos \left[ \frac{R_2 \cdot \cos(\varphi) - e}{R_1} \right] \right]. \quad (5)$$

Ширина площадки контакту рухомої частини бурового розчину із застійною зоною виражається так

$$L = A'D' + A''D'' = 2 \cdot \left( R_2 \cdot \sin(\varphi) - \sin \left[ \arccos \left[ \frac{R_2 \cdot \cos(\varphi) - e}{R_1} \right] \right] \right) \cdot R_1. \quad (6)$$

Площа контакту:

$$S_{A_1} = A_1 = 2 \cdot \left( R_2 \cdot \sin(\varphi) - \sin \left[ \arccos \left[ \frac{R_2 \cdot \cos(\varphi) - e}{R_1} \right] \right] \right) \cdot R_1 \cdot l. \quad (7)$$

де:  $l$  – довжина елемента бурильної колони.

У кільцевому просторі з ексцентричним розташуванням бурильної колони, величина якого перевищує деяке критичне значення, яке визначається співвідношенням  $R_1/R_2$  у звуженій частині каналу, утворюється зона нерухомої рідини, в якій напруження зсуву будуть нижчі за критичні величини  $\tau_0$ . Течія рідини відбуватиметься серповидним каналом, всередині якого міститься недеформоване жорстке ядро, частинки якого переміщуються з однаковою швидкістю [1]. Тому, перш за все, необхідно визначити геометричні розміри застійної зони, а потім – залежність витрат промивальної рідини – перепад тиску, що виражається із такого співвідношення:

$$P \cdot A_t + \tau_0 \cdot A_1 = \tau_0 \cdot A_2, \quad (8)$$

де:  $A_t$  – площа поперечного перерізу застійної зони;

$P$  – тиск помпування в даному перерізі;

$A_1$  – площа поверхні контакту між застійною зоною і рухомою рідиною;

$A_2$  – площа поверхні контакту бурового розчину з трубою і стінками свердловини в зоні руху;

$\tau_0$  – динамічне напруження зсуву.

Для визначення площі застійної зони  $D'A'A''D$  згідно площ великого і малого сегментів використаємо такі залежності:

площа великого сегмента

$$S_B = \frac{1}{2} \cdot R_2^2 \cdot (2 \cdot \varphi - \sin(2 \cdot \varphi)); \quad (9)$$

площа малого сегмента

$$S_M = \frac{1}{2} \cdot R_1^2 \cdot (2 \cdot \psi - \sin(2 \cdot \psi)); \quad (10)$$

звідки

$$S_{A_t} = A_t = \frac{1}{2} R_2^2 \cdot (2 \cdot \varphi - \sin(2 \cdot \varphi)) - \frac{1}{2} R_1^2 \cdot \left\{ 2 \cdot \arccos \left[ \frac{R_2 \cdot \cos(\varphi) - e}{R_1} \right] - \sin \left( 2 \cdot \arccos \left[ \frac{R_2 \cdot \cos(\varphi) - e}{R_1} \right] \right) \right\}. \quad (11)$$

Площа контакту бурового розчину із частиною поверхні колони труб і стінки свердловини в зоні руху ядра визначається:

$$S_{A_2} = S_{BT}^{POB} + S_{CB}^{POB}, \quad (12)$$

де:  $S_{BT}^{POB}$  – площа контакту бурового розчину і поверхні труби,

$S_{CB}^{POB}$  – площа контакту бурового розчину і стінки свердловини.

$$S_{BT}^{POB} = \frac{360^0 - \psi}{180^0} \cdot \pi \cdot R_1 \cdot l; \quad (13)$$

$$S_{CB}^{POB} = \frac{360^0 - \varphi}{180^0} \cdot \pi \cdot R_2 \cdot l; \quad (14)$$

$$S_{A_2} = A_2 = \frac{\pi}{180^0} \cdot \left[ (360^0 - \varphi) \cdot R_2 + (360^0 - \arccos \left[ \frac{R_2 \cdot \cos(\varphi) - e}{R_1} \right]) \cdot R_1 \right] \cdot l. \quad (15)$$

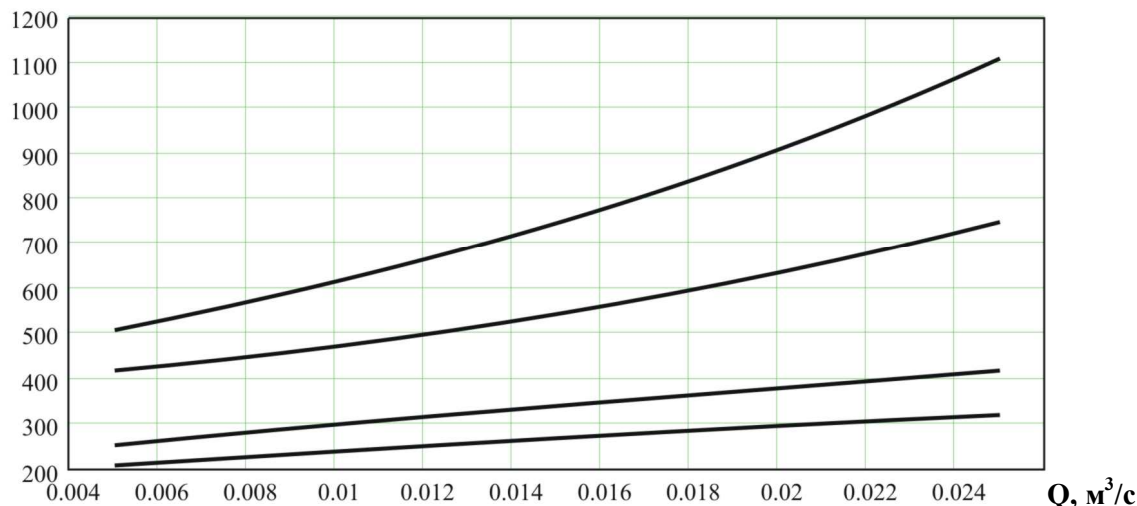
Дослідженням потоків промивальної рідини у кільцевому просторі займалися Есьман, Кирія, Гулізаде, Гасанов та ін. [1-4]. За рахунок суттєвих спрощень і припущень отримано ряд наближених залежностей зміни швидкості руху бурового розчину в серповидному каналі кільцевого простору і втрат тиску при цьому з різноманітними значеннями ексцентричного розташування бурильної колони відносно осі свердловини. Враховуючи необхідність вдосконалення математичної моделі розрахунку втрат тиску в кільцевому просторі, проведемо відповідні дослідження процесу за різних параметрів розташування бурильної колони у стовбурі свердловини, використовуючи залежності (7), (8), (11), (15) за таких вихідних даних (табл. 1).

В результаті проведених обчислень втрат тиску і гідравлічної потужності в процесі помпування бурового розчину в кільцевому просторі отримано низку графічних залежностей (рис. 2-5). При діаметрах бурильних труб 114 та

Таблиця 1 — Дані для обчислення втрат тиску в кільцевому просторі свердловини

Діаметр обсадної колони/товщина стінки, м	Густина бурового розчину, $\text{кг/м}^3$	Довжина обсадної колони, м	Пластична в'язкість, Па·с	Динамічне напруження зсуву, Па
0.219/0.01	1200	2000	0.018	3.2

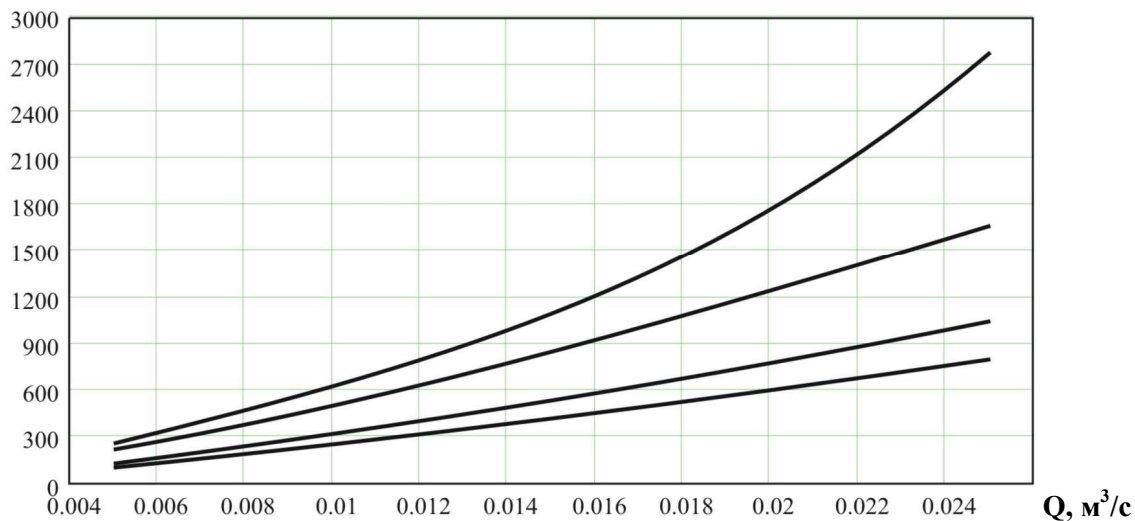
**P, кПа**



1 – БТ 127,  $e = 0.035$  м; 2 – БТ 114,  $e = 0.035$  м; 3 – БТ 127,  $e = 0$  м; 4 – БТ 114,  $e = 0$  м

Рисунок 2 — Залежність втрат тиску від подачі насоса і діаметрів бурильних труб

**N, кВт**



1 – БТ 127,  $e = 0.035$  м; 2 – БТ 114,  $e = 0.035$  м; 3 – БТ 127,  $e = 0$  м; 4 – БТ 114,  $e = 0$  м

Рисунок 3 — Залежність затрат гідравлічної потужності від подачі насоса і діаметрів бурильних труб

127 мм, витратах бурового розчину і ексцентриситеті встановлено, що на зростання втрат тиску і гідравлічної потужності щодо їх подолання впливає збільшення  $Q$ ,  $d_{\text{БТ}}$  і зменшення відстані між осями бурильної колони і стовбуром свердловини. Так, чим більший ексцентриситет, тим енергетичні затрати на pompування промивальної рідини у стовбурі є меншими. Розташування бурильних труб у свердловині

практично не є співвісним, а особливо – в похило-скерованих та горизонтальних гірничих виробках. Чим більше значення zenітного кута стовбура свердловини, тим суттєвіше поперечна складова ваги бурильних труб зумовлюватиме зростання ексцентриситету і сприятиме утворенню застійної зони бурового розчину в кільцевому просторі (рис. 1) і збільшенню адгезійних сил тертя [5].

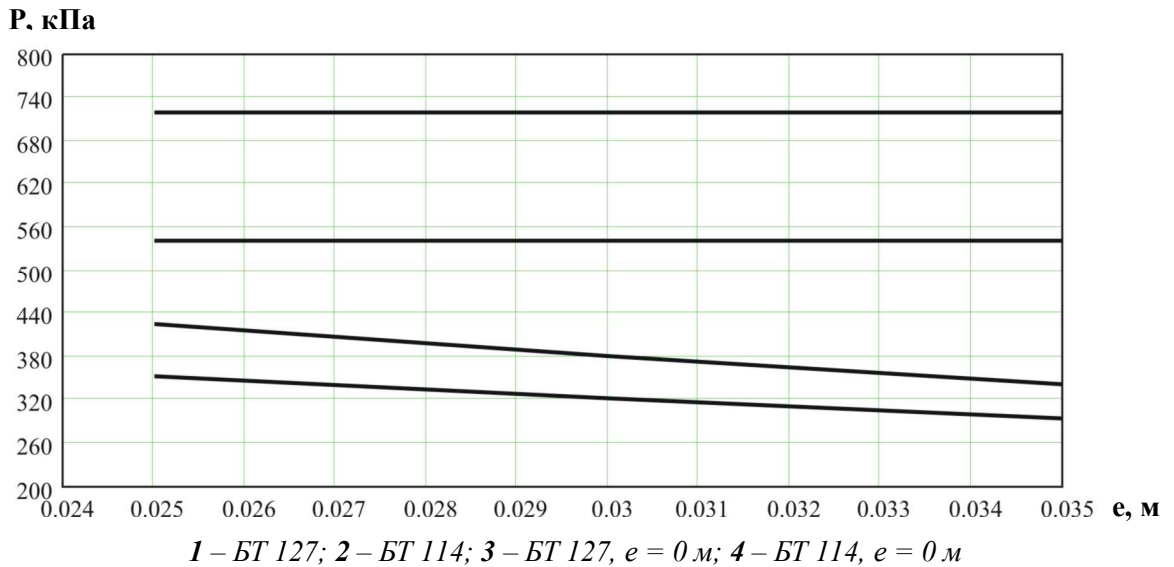


Рисунок 4 — Залежність втрат тиску від ексцентричного зміщення осей бурових труб і обсадної колони за  $Q=0.015 \text{ м}^3/\text{с}$

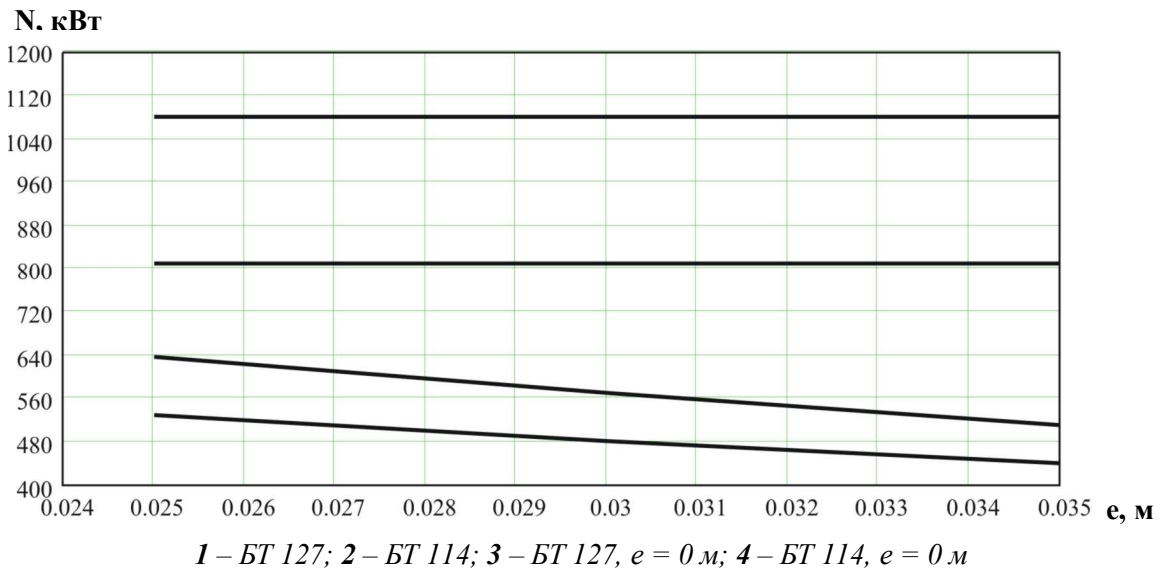


Рисунок 5 — Залежність гідравлічної потужності від ексцентричного зміщення осей бурових труб і обсадної колони за  $Q=0.015 \text{ м}^3/\text{с}$

Згідно з рисунками 4 і 5, збільшення величини  $e$  для різних за діаметром бурових труб неоднозначно впливає на зміну втрат тиску в КП і гідравлічної потужності на їх подолання: чим більший  $d_{\text{от}}$ , тим суттєвіша різниця між  $P$  у співвісному і крайньому ексцентричному положеннях (удвічі – для відповідного прикладу розрахунку). Це дає підставу зробити висновок про те, що неспіввісність бурової колони і стовбура свердловини позитивно впливає на зменшення втрат тиску в КП і гідравлічної потужності під час їх подолання в процесі прямого промивання свердловини, але зумовлює утворення застійної зони і ріст сил адгезійного прилипання бурової колони до стінок гірничої виробки, покритих липкою фільтраційною кіркою. Тому одним із шляхів зменшення енерговитратності процесу промивання свердловини є забезпечення ексцентричного

розташування бурових труб відносно осі свердловини в межах  $R_1 - \frac{R_1^2}{R_2} \leq e \approx R_2 - R_1$  в кільцевому просторі, використовуючи бурові труби меншого діаметру і, відповідно, меншу подачу насоса та густину промивальної рідини. У процесі проектування параметрів промивання свердловини і розрахунку втрат тиску не враховується неспіввісність у розташуванні труб у стовбурі свердловини. Це зумовлює завищення показників втрат тиску в кільцевому просторі і спонукає до вибору енергоємніших показників роботи бурових насосів і їх приводів. Тому врахування ексцентричного розміщення бурових труб у стовбурі свердловини дасть змогу проводити точніші обчислення втрат тиску в КП і вибір оптимальної подачі насоса.

Література

1 Маковой Н. Гидравлика бурения / Пер. с рум. – М.: Недра, 1986. – 537 с.

2 Гулизаде М. П., Михалиев Ф. А., Ильясов А. Г. К вопросу определения гидравлических потерь в эксцентричном кольцевом пространстве при структурном режиме движения вязкопластической жидкости // Изв. ВУЗов „Нефть и газ”. – 1967. – №11. – С. 51–54.

3 Мовсумов А.А., Махмудов М.Н., Гасанов Т.Г. И др. Определение коэффициента гидравлического сопротивления при движении вязко-пластической жидкости в кольцевом пространстве при эксцентричном расположении внутренней трубы // Изв. ВУЗов „Нефть и газ”. – 1967. – №4. – С. 41–43.

4 Гулизаде М.П., Михалиев Ф.А., Ильясов А.Г. К исследованию движения вязкопластической жидкости в эксцентричном кольцевом пространстве при структурном режиме движения вязкопластической жидкости // Изв. ВУЗов „Нефть и газ”. – 1967. – №12. – С. 27–31.

5 Зейналов И.Э. Исследование влияния фильтрации бурового раствора и свойств жидкостей, используемых в качестве ванны на характер взаимодействия колонны труб в глинистой корке // Изв. ВУЗов „Нефть и газ”. – 1991. – №8. – С. 46–51.

УДК 622.24.051

## АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ З'ЄДНАННЯ „ЗУБОК-ШАРОШКА” В ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛОТАХ

Ю.Д.Петрина, Р.С.Яким, Т.Б.Пасинович

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

e-mail: public@nuing.edu.ua

*Предложены зависимости для определения рациональной величины натяга при посадке твердосплавных зубцов в теле шарошки. Установлено что физико-механические свойства стали 14ХНЗМА обеспечивают необходимые натяги и прочность соединения „зубец-шарошка”. Оптимизация натяжений позитивно влияет на уменьшение вероятности разрушения зубца и шарошки как при сборочных операциях, так и во время приработки на забое.*

*Dependences for the determination of tension rational quantities in the process of the hard facing alloy teeth fit in the cone body are suggested. At is fixed that the physico-mechanical properties of the steel 14ХНЗМА provide necessary tensions and the strength of the „tooth-cone” joint. Tensions optimization influences positively on the probability decrease of the tooth and cone destruction either in the composing operations or during the face operations.*

Точність складання пресового з'єднання „зубок-шарошка”, що характеризується величиною оптимального натягу, є одним з чинників, що найбільш суттєво впливають на напружений стан у ньому. Тому одним з основних способів підвищення довговічності доліт є підвищення точності під час проектування даного пресового з'єднання. Оскільки забезпечення надійності і довговічності посадки вставних зубків у тіло шарошки з огляду на високі експлуатаційні вимоги до бурових доліт має першочергове значення, то дослідження впливу механічних властивостей матеріалів тіла шарошки і зубка на параметри з'єднання є актуальними.

Окресленим дослідженням присвячено роботи [1-7] та ін. Оскільки автори виходять з різних позицій переважаючого впливу того чи іншого чинника на надійність з'єднання, до розв'язання даного питання спостерігаються різні підходи.

Здійснений порівняльний аналіз натягів у з'єднанні „зубок-шарошка” в процесі посадки твердосплавного ВК8-ВК та сталевго зубка дав підстави авторам [1] рекомендувати виготов-

лення зубка зі сталевим хвостовиком і твердосплавною вражаючою головкою. Проте складність виготовлення такої конструкції зубків не дала можливості широко впровадити у виробництво запропоновані ідеї.

Дослідження технологічних чинників процесу складання з'єднання [2] виявив, що на довговічність озброєння шарошкових доліт суттєво впливає шорсткість отворів у шарошці та різниця температур між зубком і шарошкою під час пресування. Пропонуються оптимальні параметри технологічного процесу пресування зубків у тіло шарошки. Однак, доцільним є встановлення залежностей для проектування і оцінки надійності з'єднання „зубок-шарошка”, виходячи з напруженого стану спряжених деталей.

Проведені аналітичні і експериментальні дослідження пресового з'єднання „зубок-шарошка” дали можливість авторам [3] рекомендувати оптимальні натяги, які виникають в процесі запресування твердосплавних зубків. Проте запропоновані розрахункові формули не враховують різну міцність матеріалу по глибині отвору під посадку. Також упускаються показ-