

2. Рейтинг моделей СВП, обчислюваний за опрацьованою методикою, є коректною, об'єктивною універсально застосовною безрозмірною оцінкою їх технічного рівня.

3. При впровадженні СВП в Україні шляхом їх закупівлі, придбання ліцензій на їх виробництво рекомендованим партнером є компанія Maritime Hydraulics, чия продукція в цілому нині характеризується найвищим в світі технічним рівнем.

Література

1 Марик В.Б., Козулькевич М.Р. Модернізація бурових установок з метою підвищення ефективності процесу буріння // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. – №4(5). – С.95-105.

2 Гличев А.В. Экономическая эффективность технических систем. – М.: Экономика, 1971.

3 Миронов Ю.В., Шмидт А.П. Определение технического уровня комплектов буровых установок по комплексу единичных показателей // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 1999. – № 12. – С.9-11.

4 Крижанівський Є.І., Міронов Ю.В. Системи верхнього привода в бурових установках: Аналітичний огляд параметрів і конструкцій. – Івано-Франківськ: Факел. 2004. – 56 с.

5 Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1970. – 720 с.

УДК 622.24

ПІДВИЩЕННЯ ШВИДКОСТІ ПОГЛИБЛЕННЯ СВЕРДЛОВИНИ ЗА РАХУНОК УДОСКОНАЛЕННЯ ОЧИЩЕННЯ ВИБОЮ ВІД ШЛАМУ

¹Е.М.Барановський, ²В.Р.Возний, ¹В.В.Мазур, ³В.І.Мандрус, ¹А.М.Переяслов

¹Комплексна лабораторія технології буріння та кріплення свердловин ПВ УкрДГРІ; 79018, м. Львів, вул. Тургенєва, 31-33; к. 45; тел. (032) 2373126; e-mail: pvukrdgri@mail.lviv.ua

²ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42331, 42073 e-mail: public@nung.edu.ua

³Інститут пожежної безпеки МНС України; 79007, м. Львів, вул. Клепарівська, 35; тел. (032) 2330027

Важным аспектом повышения эффективности бурения является своевременное удаление выбуренного шлама с забоя скважины. Предложены перспективные направления улучшения очистки забоя путём создания местной обратной промывки на забое. На этой основе рассматривается конструкция устройства для очистки забоя скважины от шлама. Приведена методика расчёта гидравлических каналов устройства.

The important aspect of drilling effectiveness increase is timely drilling cuttings removal from the well bottom. The prospective directions of bottom hole cleaning improvement by means of local reverse washing of bottom hole creation are proposed. On this base the design of device for bottom hole desludging is considered. The procedure of device hydraulic courses calculation is adduced.

Підвищення швидкості поглиблення свердловини в значній мірі пов'язано з очищенням її вибою від вибуреного шламу. Буріння свердловини породоруйнівним інструментом характеризується тим, що робочі органи його відокремлюють частинки породи від гірського масиву на вибої і подрібнюють їх до таких розмірів, за яких можливе їх винесення на денну поверхню потоком бурового розчину. За подальшого перемелювання шламу відбувається передчасне зношення озброєння долота, зменшується швидкість буріння і проходка за рейс. Енергомістке перемелювання шламу породоруйнівним інструментом можна попередити шляхом використання пристрою-шламоуловлювача для збирання крупного шламу, встановленого в привибійній зоні свердловини. Однак відомі схеми збору шламу виявились непридат-

ними для безперервного видалення великих частинок вибуреної породи з вибою, а також із привибійної зони свердловини. Крім того, частинки шламу, що мають різні розміри та масу і перешкоджають швидкому підняттю їх у затрубний простір, на них ще впливає потік промивної рідини, який виходить з насадок долота і створює додаткові перешкоди до винесення шламу на поверхню [1, 2, 3, 4].

Проведеними дослідженнями та розрахунками встановлено, що деяка частина шламу залишається на вибої і перемелюється до розмірів, які дають змогу їм піднятися з вибою на денну поверхню. Для того, щоб частинки шламу були винесені в затрубний простір, вони мають пересікти спадні потоки значної енергії, що аж ніяк не сприяє очищенню вибою. Більше того, після зустрічі з вибоєм високошвидкісно-

го потоку промивної рідини, який вийшов з промивальних отворів долота, виникають низькошвидкісні висхідні потоки, вихори та потоки, які повертають відколоти частинки породи на вибій [1, 2, 5, 6]. Коли потік рідини виходить з насадки долота і зустрічає на своєму шляху перепону, він створює на неї тиск (силу удару потоку). Величина сили удару потоку залежить від швидкості витікання та розмірів його поперечного перерізу. Швидкість витікання потоку з насадки визначається за формулою:

$$v_n = \frac{Q}{S_n}, \quad (1)$$

де: Q – витрати рідини (продуктивність насосів);

S_n – загальна площа поперечного перерізу промивальних отворів (насадок).

Сила тиску потоку, що виходить з отвору (насадок) долота, на вибій визначається за формулою

$$P = \frac{\gamma \cdot v_n^2 \cdot S_n}{2g}, \quad (2)$$

де: γ – густина рідини, що використовується в процесі буріння;

g – прискорення вільного падіння.

Проведені нами розрахунки показали, що для серійного долота діаметром 215,9 мм із трьома промивальними отворами (насадками) сила тиску від швидкості потоку на вибій досягає значних величин (700-3500 Н).

Зрозуміло, що значна частина цього тиску сприймається шарошками, але і та частина, що досягає вибою, створює помітну перешкоду процесу відривання та винесення відколотих частинок. Усе це свідчить про те, що збільшення тільки кількості та швидкості висхідного потоку в кільцевому просторі або гідравлічної потужності (енергії потоку) на долоті є недостатнім для ефективного очищення вибою. Тому виникає необхідність удосконалення схеми промивання безпосередньо самого вибою.

У роботах [1, 2, 3, 5] зазначається, що максималізація поперечного потоку рідини на вибої збільшує гідравлічну потужність долота будь-якої конструкції. У дослідях цей ефект досягався за рахунок перекриття на долоті одного отвору з трьох. При цьому витрати через два отвори, що залишилися збільшуються на 50%, а швидкість поперечного потоку – на 25,5%. Таке збільшення швидкості поперечного потоку прискорює процес вилучення відколотих частинок з вибою.

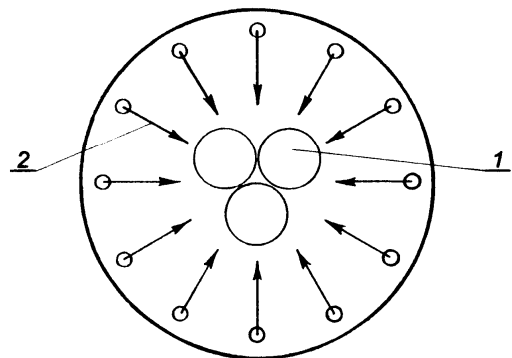
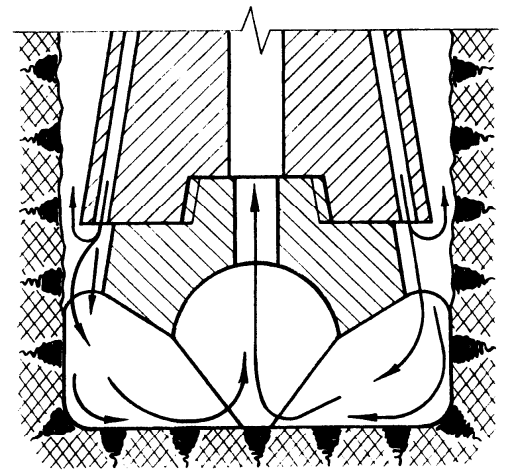
У роботі [6] проведено дослідження ефективності відпрацювання доліт за різними схемами промивання. Ефективність очищення вибою із використанням доліт за найпоширенішою серійною схемою промивання (три гідромоніторні насадки) є значно нижчою порівняно з іншими досліджуваними схемами. Встановлено, що значно підвищити ступінь очищення вибою за рахунок зміни тих чи інших режимних параметрів процесу промивання вибою практично неможливо. Тобто, гідравлічна по-

тужність, яка підводиться до долота, не є вирішальним чинником ефективності очищення вибою. Більше значення має схема розміщення насадок і направлення потоків рідини на вибої. Тому перспективним є об'єднання двох напрямків:

– організація на вибої поперечного потоку рідини;

– ежекція і зворотна циркуляція безпосередньо в районі вибою.

Поперечний потік дає змогу замість пригнічуючого тиску „зверху-вниз” потоку, що витікає з насадок долота, створити боковий потік з тиском „збоку-знизу-догори”. Організація поперечного потоку має сприяти ежекції рідини з центральної зони вибою, що вирішує проблему очищення саме центральної його частини, де створюються найбільш несприятливі умови для винесення частинок породи в затрубний простір і накопичується найбільша частина шламу (рис. 1).



1 – гідравлічні канали промивання долота;
2 – потік рідини з промивальних каналів пристрою

Рисунок 1 — Схема зворотної промивки вибою свердловини

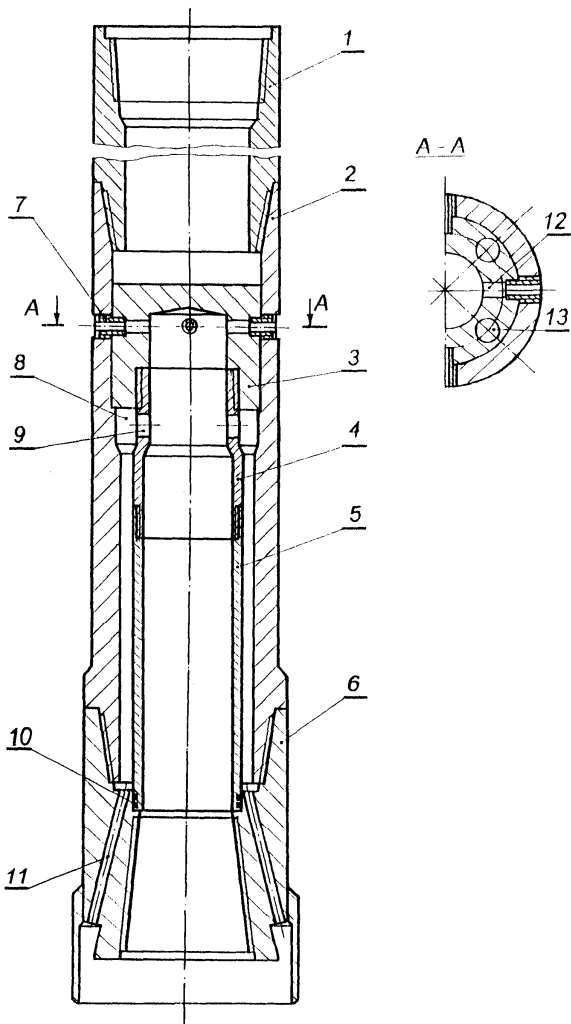
Для реалізації ідеї використання двох напрямків покращення очищення вибою від шламу нами запропоновано пристрій для очищення вибою від шламу (ПОВ). Він включає в себе (рис. 2) корпус 2, на який накручено перехідник верхній 1, гідравлічну головку 3, перехідник проміжний 4, шламову трубу 5 та перехідник

нижній 6 з кожухом. У гідравлічній головці 3 у поперечному та поздовжньому напрямку зроблено по чотири гідравлічні канали 12 та 13 відповідно. Чотири втулки 7 закріплюють гідравлічну головку 3 так, щоб гідравлічні канали 12 збігалися з чотирма отворами, які зроблені в корпусі 2. Камера змішування 8 у даному пристрої утворена між внутрішньою стінкою корпусу 2 та зовнішньою стінкою перехідника 4. У корпусі перехідника 4 просвердлено чотири отвори (гідравлічні канали) 9. Для ізоляції внутрішнього каналу нижній кінець шламової труби 5 оснащено ущільнюючими елементами 10. У нижньому перехіднику 6 зроблено вісім гідравлічних каналів 11, які проходять під кутом до осі корпусу, а в поперечній площині розподілені по колу.

перерозподілювача потоків промивної рідини та зашламованого розчину. Після гідравлічної головки 3 у камері змішування 8 тиск промивної рідини зменшується і, проходячи повз отвори 9, вона підсмоктує частину зашламованого розчину зі шламової труби 5, який виходить у затрубний простір через канали 12 та втулки 7. Пройшовши через кільцевий простір між корпусом 2 та шламовою трубою 5, промивна рідина через отвори 11 у нижньому перехіднику 6 обмиває шарошки долота. Такий розподіл потоку дає змогу утворити зворотну циркуляцію та поперечний потік від периферії вибою до його центру. Це створює умови для рівномірного очищення поперечними потоками рідини всієї поверхні вибою, особливо центральної його частини, від шламу. Ліквідується одна з причин повторного перемелювання шламу долотом (притискання відколотих частинок до вибою зустрічним потоком промивної рідини), а також поліпшується охолодження шарошок. Для зменшення об'єму промивної рідини, яка не потрапляючи на вибій, відразу піднімається у затрубний простір, до нижнього перехідника 6 приєднано кожух, що виконує функцію дротоселя.

Використання даного пристрою дасть змогу більш ефективно здійснювати очищення вибою від шламу, що значно підвищить тривалість роботи долота і швидкість буріння.

Приклад розрахунку важливих розмірів пристрою згідно з розрахунковою схемою зображено на рисунку 3.



1 – перехідник верхній; 2 – корпус; 3 – головка гідравлічна; 4 – перехідник проміжний; 5 – шламова труба; 6 – перехідник нижній; 7 – втулка; 8 – камера змішування; 9, 11, 12, 13 – канали; 10 – кільця ущільнюючі

Рисунок 2 — Пристрій для очищення вибою від шламу

Пристрій працює так. У процесі буріння промивна рідина, досягнувши по бурильних трубах пристрою, проходить через канали 13 гідравлічної головки 3, яка виконує функцію

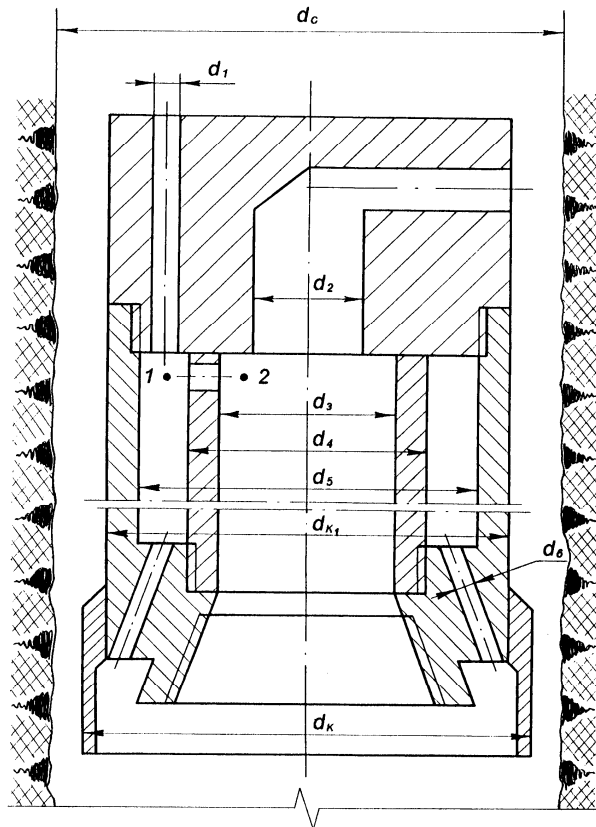


Рисунок 3 — Розрахункова схема ежекційного пристрою

Приймаємо продуктивність насосів $Q = 0,022 \text{ м}^3/\text{с}$. Промивна рідина густиною $\rho = 1300 \text{ кг}/\text{м}^3$ рухається з вибою одночасно двома потоками:

– через трубу з внутрішнім діаметром $d_3 = 0,068 \text{ м}$, далі — отвором з $d_2 = 0,038 \text{ м}$ і чотирма горизонтальними відводами;

– через ділянку кільцевого простору між стінками свердловини ($d_c = 0,216 \text{ м}$) і корпусом пристрою ($d_k = 0,2 \text{ м}$) довжиною $\ell = 0,2 \text{ м}$, а потім — ділянкою довжиною $\ell_1 = 0,5 \text{ м}$ і діаметром корпусу $d_{k1} = 0,178 \text{ м}$.

Діаметр отвору $d_2 = 0,038 \text{ м}$ підібраний таким чином, щоб забезпечити рівність швидкостей піднімання промивної рідини у внутрішній трубі з $d_3 = 0,068 \text{ м}$ і в кільцевому просторі за корпусом.

Перепад тиску між низом і верхом пристрою для двох паралельних потоків можна записати так [7]:

$$\Delta p = a_1 \cdot \rho \cdot g \cdot Q_1^2 = a_2 \cdot \rho \cdot g \cdot Q_2^2, \quad (3)$$

де: a_1, a_2 – коефіцієнти втрат тиску в каналах d_2 та d_3 і в кільцевому просторі відповідно;

ρ – густина промивної рідини;

Q_1, Q_2 – витрати рідини у внутрішній трубі та кільцевому просторі відповідно:

$$Q_1 + Q_2 = Q, \quad (4)$$

де: Q – продуктивність насоса.

$$a_1 = a_m + a_{p3} = \frac{8\lambda_m \cdot L \cdot k}{g \cdot \pi^2 \cdot d_3^5} + 0,5 \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_3} \right)^2 \right] \cdot \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot d_2^4}, \quad (5)$$

де: a_m, a_{p3} – коефіцієнти втрат тиску в трубі та за різкого звуження від d_3 до d_2 ;

λ_m – коефіцієнт гідравлічного тертя ($\lambda_m = 0,03$);

L – загальна довжина корпусу пристрою ($L = \ell + \ell_1$);

k – коефіцієнт запасу ($k = 1,1$).

$$a_2 = a'_{kn} + a''_{kn} = \frac{8\lambda_{kn} \cdot \ell \cdot k}{g \cdot \pi^2 (d_c - d_k)^3 (d_c + d_k)^2} + \frac{8\lambda_{kn} \cdot \ell_1 \cdot k}{g \cdot \pi^2 (d_c - d_{k1})^3 (d_c + d_{k1})^2}, \quad (6)$$

де: a'_{kn}, a''_{kn} – коефіцієнти втрат тиску в кільцевому просторі між стінками свердловини і корпусом пристрою на ділянках з d_k і d_{k1} відповідно;

λ_{kn} – коефіцієнт гідравлічного тертя ($\lambda_{kn} = 0,04$);

ℓ, ℓ_1 – довжина ділянок корпусу пристрою з діаметрами d_k і d_{k1} відповідно;

k – коефіцієнт запасу ($k = 1,1$).

$$a_1 = \frac{8 \cdot 0,03 \cdot 0,7 \cdot 1,1}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,068^5} + 0,5 \left[1 - \left(\frac{0,038}{0,068} \right)^2 \right] \times \frac{8}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,038^4} = 14939.$$

$$a_2 = \frac{8 \cdot 0,04 \cdot 0,2 \cdot 1,1}{9,81 \cdot 3,14^2 (0,216 - 0,2)^3 (0,216 + 0,2)^2} + \frac{8 \cdot 0,04 \cdot 0,5 \cdot 1,1}{9,81 \cdot 3,14^2 (0,216 - 0,178)^3 (0,216 + 0,178)^2} = 1427.$$

Розв'язавши рівняння (3) та (4) спільно, одержуємо:

$$Q_1 = Q \frac{\sqrt{a_2}}{\sqrt{a_1} + \sqrt{a_2}}; \quad (7)$$

$$Q_2 = Q \frac{\sqrt{a_1}}{\sqrt{a_1} + \sqrt{a_2}}. \quad (8)$$

За заданої продуктивності насосів розраховуємо витрати рідини у внутрішній трубі та кільцевому просторі:

$$Q_1 = 0,022 \cdot \frac{\sqrt{1427}}{\sqrt{14939} + \sqrt{1427}} = 0,022 \cdot 0,233 = 0,0052 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_2 = 0,022 \cdot \frac{\sqrt{14939}}{\sqrt{14939} + \sqrt{1427}} = 0,022 \cdot 0,765 = 0,0168 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Перевірка: $0,0052 + 0,0168 = 0,0220 \text{ м}^3/\text{с}$.

Швидкості рідини у внутрішній трубі та кільцевому просторі:

$$v_1 = \frac{Q_1}{S_1}; \quad v_2 = \frac{Q_2}{S_2},$$

де S_1 і S_2 – площі перерізу внутрішньої труби і кільцевого простору відповідно:

$$S_1 = 0,785 \cdot d_3^2 = 0,0036 \text{ м}^2;$$

$$S_2 = 0,785 \cdot (0,216^2 - 0,178^2) = 0,0117 \text{ м}^2.$$

$$\text{Тоді швидкості } v_1 = \frac{Q_1}{S_1} = \frac{0,0052}{0,0036} = 1,44 \text{ м/с}$$

$$\text{і } v_2 = \frac{Q_2}{S_2} = \frac{0,0168}{0,0117} = 1,44 \text{ м/с однакові.}$$

Для забезпечення „підсмоктування” рідини до середини внутрішньої труби (організація додаткового потоку) тиск у точці 1 (рис. 3) повинен бути меншим ніж у точці 2 (приймаємо це зменшення в 10 %). Різницю тисків Δp_{1-2} між точками 1 і 2 визначимо як суму перепадів тисків у кільцевому просторі (Δp_k) між корпусом (із внутрішнім діаметром d_5) і внутрішньою трубою (із зовнішнім діаметром d_4),

різкому звуженні (Δp_{p3}) на вході в отвори d_6 , Δp_0 — в отворах d_6 , Δp_{em} — у внутрішній трубі з внутрішнім діаметром d_3 .

Перепад тиску Δp_{em} визначається за витрати рідини Q_1 , інші — за витрати $Q + Q_1$:

$$\Delta p_{1-2} = 1,1\rho \cdot g \left[(a_k + a'_{p3} + a_0)(Q + Q_1)^2 + a_{em} \cdot Q_1^2 \right]$$

Враховуючи, що для пристрою з прийнятими розмірами $Q_1 = 0,233 Q$.

$$\Delta p_{1-2} = 1,1\rho \cdot g \times \left[(a_k + a'_{p3} + a_0) \cdot 1,233^2 + a_{em} \cdot 0,233 \right] Q^2; \quad (9)$$

$$a_k = \frac{8\lambda_k \cdot L}{g \cdot \pi^2 (d_5 - d_4)^3 (d_5 + d_4)^2},$$

де a_k — коефіцієнт втрат тиску в кільцевому просторі між корпусом і внутрішньою трубою,

$$a_k = \frac{8 \cdot 0,04 \cdot 0,6}{9,81 \cdot 3,14^2 (0,11 - 0,089)^3 (0,11 + 0,089)^2} = 4767;$$

$$a'_{p3} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right) \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot d_6^4 \cdot n^2},$$

де: a'_{p3} — коефіцієнт втрат тиску за різкого звуження від кільцевого простору між діаметрами d_5 і d_4 (площа перерізу S_1') до отворів діаметром d_6 (площа перерізу S_2');

n — кількість отворів діаметром d_6 .

$$S_1' = 0,785 \cdot (d_5^2 - d_4^2) = 0,785 \cdot (0,11^2 - 0,089^2) = 0,00328 \text{ м}^2,$$

$$S_2' = n \cdot 0,785 \cdot d_6^2 = 12 \cdot 0,785 \cdot 0,01^2 = 0,00094 \text{ м}^2;$$

$$a'_{p3} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{0,00094}{0,00328} \right) \times \frac{8}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,01^4 \cdot 12^2} = 20476.$$

$$a_0 = \frac{8\lambda \cdot \ell_6}{g \cdot \pi^2 \cdot d_6^5 \cdot n^2},$$

де a_0 — коефіцієнт втрат тиску в отворах d_6 ,

$$a_0 = \frac{8 \cdot 0,03 \cdot 0,08}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,01^5 \cdot 12^2} = 13774;$$

$$a_{em} = \frac{8\lambda \cdot L}{g \cdot \pi^2 \cdot d_3^5},$$

де a_{em} — коефіцієнт втрат тиску у внутрішній трубі.

$$a_{em} = \frac{8 \cdot 0,03 \cdot 0,7}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,068^5} = 1194.$$

Для промивної рідини із заданою густиною:

$$\Delta p_{1-2} = 1,1 \cdot 1300 \cdot 9,81 \times \left[(4767 + 20476 + 13774) \cdot 1,233^2 + 1194 \cdot 0,233^2 \right] Q^2 = 5,48 \cdot 10^8 Q^2.$$

Для забезпечення необхідного перепаду Δp_{2-1} швидкість у точці 1 визначається зі співвідношення, яке виведено з рівняння Бернуллі:

$$\frac{\Delta p_{2-1}}{\rho \cdot g} = \frac{v_1^2}{2g}. \quad (10)$$

Звідки

$$v_1 = \sqrt{\frac{2\Delta p_{2-1}}{\rho}}. \quad (11)$$

Площа одного отвору:

$$S = \frac{Q}{4v_1}. \quad (12)$$

Діаметр отвору:

$$d_1 = \sqrt{\frac{S}{0,785}}. \quad (13)$$

У табл. 1 наведено результати розрахунків для деяких можливих значень подачі насоса.

Таким чином, чотири отвори діаметром $d_1 = 0,018$ м забезпечують необхідну швид-

Таблиця 1

Показники	Подача Q , м ³ /с			
	0,020	0,022	0,024	0,026
Перепад Δp_{1-2} , Па	219200	265232	315648	370448
Необхідний перепад $\Delta p_{2-1} = 1,1 \Delta p_{1-2}$, Па	241120	291755	347213	407493
Швидкість $v_1 = \sqrt{\frac{2\Delta p_{2-1}}{\rho}}$, м/с	19,3	21,2	23,1	25,0
Площа одного отвору $S = \frac{Q}{4v_1}$, м ²	0,00026			
Діаметр отвору $d_1 = \sqrt{\frac{S}{0,785}}$, м	0,0182			

кість для підсмоктування рідини у внутрішню трубу.

Література

1. Гусман А.М., Мительман Б.И. Исследование выноса шлама из зоны долота в затрубное пространство // Нефтяное хозяйство. – М.: Недра, 1975. – № 2. – С.17-19.

2. Колесников В.Г. и др. Повышение показателей работы долот за счет совершенствования системы промывки // Серия: Бурение. – М.: ВНИИОЭНГ, 1976. – № 2. – С.3-4.

3. Пешанов Ю.А., Басанов Ю.И. Совершенствование вооружения и промывочных устройств шарошечных долот // Серия: Бурение газовых и газоконденсатных скважин. – М.: ВНИИОЭНГ, 1979. – Вып. 7. – С. 23-24, 54-56.

4. Марик В.Б. Вибір критеріїв порівняння гідравлічної досконалості доліт // Нафт. і газ. пром-сть. – К., 2001. – № 4. – С.15-17.

5. Повышение эффективности разрушения горных пород при бурении глубоких скважин // Серия: Бурение газовых и газоконденсатных скважин: Обз. инф. – М., 1979. – Вып. 5.

6. Bizanti M.S., Blik E.F. Proper nozzle configuration helps clean around the bit // "World Oil", 1984, XII, vol. 199, № 7, p.100-107.

7. Шищенко Р.И., Есьман Б.И., Кондратенко П.И. Гидравлика промывочных жидкостей. – М.: Недра, 1976. – 294 с.

УДК 621.89

СТАРІННЯ МАСТИЛЬНИХ ОЛИВ ТА АНАЛІЗ СУПЕРЕЧНОСТЕЙ СИСТЕМ ОЦІНКИ ЇХ СТАНУ

І.І.Шостаківський, Ю.І.Парайко

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 994-419
e-mail: yozh@nung.edu.ua

В статье рассмотрен процесс старения смазочных масел с эксплуатационной, механической и термохимической точек зрения. На примере различных проб масел продемонстрирована противоречивость результатов общепринятых методов испытаний смазочных масел и критически рассмотрена возможность их использования в качестве критериев оценки эксплуатационной пригодности масел.

General mechanisms of lubricant oils changes during the exploration, and the importance of the mechanisms' control for the reliable oil-and-gas equipment work are analyzed and demonstrated. By the example of various samples discrepancy of results of the standard lubricant oils test methods is shown and the opportunity of their use is critically considered as criteria of an estimation of operational suitability of oils.

Встановлення технічно правильних і економічно доцільних термінів служби оливи є одним із найважливіших питань застосування мастильних матеріалів. В Україні останнім часом ці проблеми набули особливої актуальності. Ринковий попит на нафтопродукти привів до зміни діючої виробничої структури підприємств, структури імпорту-експорту, асортименту продукції і систем її реалізації. Загальний асортимент авіаційних, моторних, трансмісійних, гідравлічних, турбінних, компресорних, електроізоляційних та інших оливи, що виробляються на українських підприємствах налічує більше 200 найменувань, у тому числі моторних і трансмісійних оливи – понад 65. Разом з цим спостерігається значне збільшення обсягів мастильних матеріалів з-за кордону, як з ринків СНД, так і західних. Такий приток імпортованих мастильних матеріалів пов'язаний перш за все з тим, що вітчизняні потужності нафтопереробних заводів дають можливість забезпечити Україну мастильними оливами лише на 44%. За різними експертними оцінками в Україні в най-

ближчі роки можна очікувати попит мастильних оливи до 900 тис. тонн на рік, а потреба, зокрема, в трансмісійних оливах сягає не менше 50000 тонн. В умовах такого великого розмаїття асортименту ще гостріше постають питання відповідності мастильних матеріалів різного виробництва, вибір мастильних матеріалів з точки зору співвідношення якості та вартості, а також встановлення оптимальних термінів служби оливи з точки зору їх здатності задовольняти визначеним експлуатаційним вимогам у різних умовах застосування.

Необхідність заміни оливи в двигунах, компресорах, редукторах та інших вузлах і агрегатах нафтогазопромислової галузі пов'язана з тим, що в процесі експлуатації відбувається явище її *старіння*, що полягає в поступових, необернених змінах мастильних матеріалів у часі, які негативно впливають на тривалість і якість реалізації їх функцій, а також призводять до підвищення зношування деталей вузлів та механізмів, утворення відкладень на них і, як