

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОПЕРЕДАВАЛЬНИХ ФУНКЦІЙ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ У СТОВБУРІ СКЕРОВАНОЇ СВЕРДЛОВИНИ

І.І. Чудик, А.І. Різничук, М.О. Мілостян, Н.Р. Жолоб

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

Описано експериментальні дослідження потужності під час обертання бурильної колони та сил опору при її осьовому переміщенні у стовбурі скерованої свердловини. Подано конструкції експериментальних стендів, методики математичного моделювання, технології проведення експериментів, критерії подібності для моделей бурильної колони і результати досліджень у вигляді графічних залежностей. За результатами проведених досліджень авторами встановлено залежності зміни потужності холостого обертання бурильної колони від зміни дії осьового розтягуючого зусилля на неї, інтенсивності викривлення стовбура свердловини і зенітного кута, які можна використовувати для довільних її реальних конструкцій. Встановлено, що домінуючими чинниками підвищення потужності холостого обертання бурильної колони є осьове розтягуюче зусилля, обумовлене вагою нижньої частини, та інтенсивність викривлення стовбура свердловини. Розширення можливостей експерименту шляхом врахування в конструкції бурильної колони замкових з'єднань, сили розтягу, інтенсивності викривлення свердловини підвищує точність результатів досліджень і забезпечує більш якісне відтворення реального процесу в лабораторних умовах.

Отримані результати експериментальних досліджень потужності холостого обертання БК у викривленому стовбурі свердловини було зіставлено з аналітичними даними, обчисленими за відомими математичними моделями для труб СБТ 114.3. При цьому розбіжність становила близько 8%.

Запропоновані в даній статті методи і засоби експериментального дослідження енергопередавальних функцій бурильної колони розширюють можливості вдосконалення їх конструкцій і умов експлуатації, що дає змогу корегувати методи проектування і вибору конструкції бурильної колони для буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин.

Ключові слова: бурильна колона.

Описаны экспериментальные исследования мощности при вращении бурильной колонны и сил сопротивления при ее осевом перемещении в стволе наклонно-направленной скважины. Представлены конструкции экспериментальных стендов, методики математического моделирования, технологии проведения экспериментов, критерии сходства для моделей бурильной колонны и результаты исследований в виде графических зависимостей. По результатам проведенных исследований авторами установлены зависимости изменения мощности холостого вращения бурильной колонны от изменения осевого растягивающего усилия воздействующее на нее, интенсивности искривления ствола буровой скважины и зенитного угла, которые можно использовать при создании произвольных ее реальных конструкций. Установлено, что доминирующими факторами увеличения мощности холостого вращения бурильной колонны является осевое растягивающее усилие, обусловленное весом нижней ее части, и интенсивность искривления ствола скважины. Расширение возможностей эксперимента путем учета в конструкции бурильной колонны замковых соединений, растягивающей силы, интенсивности искривления скважины повышают точность результатов исследований и обеспечивает более качественное воспроизведение реального процесса в лабораторных условиях.

Полученные результаты экспериментальных исследований мощности холостого вращения БК в искривленном стволе скважины было сопоставлено с аналитическими данными, полученными по известным математическим моделям для труб СБТ 114.3. При этом расхождение составило около 8%.

Предложенные в данной статье методы и средства экспериментального исследования энергопередавательных функций бурильной колонны расширяют возможности усовершенствования их конструкций и условий эксплуатации, что позволяет корректирование методов проектирования и выбор конструкции бурильной колонны для бурения наклонно-направленных и горизонтальных скважин.

Ключевые слова: бурильная колонна.

Experimental studies of drill string capacity at rotation and resistance forces at its axial moving in the wellbore of the directional well are described in this article. Experimental stands designs, the methods of mathematic simulation, experimental procedure, similarity criteria for drill string models and the results of researches in the form of graphic dependences are considered. According to the results of the researches, the authors determined the dependences of drill string idle capacity change on its extension force change, the intensity of wellbore and inclination angle deviation, which can be used for any of its real designs. It has been established that the dominant factor of idle capacity increase is axial extension force, caused by weight of its lower part and the intensity of wellbore deviation. Extension of experimental possibilities through taking into consideration pipe joints, extension forces, wellbore deviation intensity increase accuracy of research results and provide better presentation of real process under laboratory conditions.

The results received from the experimental studies of drill string idle capacity in the deviated wellbore were compared with analytical data that were calculated according to the known mathematical models for SBT 114.3 pipes. The divergence was established at about 8%.

The drill string energy transfer methods and means of experimental study offered extend possibilities of improvement of their designs and service conditions. It allows to correct the methods of design and the choice of drill string design for directional and horizontal wells.

Key words: drill string.

Необхідність забезпечення України природним газом та зростання цін на нього істотно впливає на життєвий рівень населення. Об'єм споживання газу в нашій країні складає приблизно 41% від всієї використаної енергії, що майже вдвічі перевищує середньоєвропейський показник [1]. Відповідно до Енергетичної стратегії річне споживання природного газу в Україні має поступово зменшуватись, і в 2030 році буде становити близько 49,5 млрд. м³. Проте динаміка споживання свідчить про те, що загальні річні потреби у цьому виді палива зберігатимуться на рівні 75–70 млрд. м³ ще протягом декількох років. Це зумовлено, перш за все, орієнтованістю промисловості саме на його використання. По друге, переоснащення підприємств на споживання інших видів палива потребує як тривалого часу, так і значних матеріальних затрат.

Цьому сприяють і енергетичні традиції, що склались історично. Україна однією з перших держав у світі почала видобувати нафту і газ. У 20-х роках минулого століття першими магістральними газопроводами дашавський газ ніс енергію життя у Львів, Київ та Москву. Завдяки відкриттю нових родовищ і використанню ефективних на той час технологій максимальний видобуток природного газу в Україні в 70-х роках ХХ століття склав понад 68 млрд. м³ на рік.

Сьогодні Україна належить до енергодефіцитних країн світу. За обсягами власного видобутку газу, а це понад 20 млрд. м³, вона посідає 26 місце у світі і забезпечує свою потребу в енергоносіях лише на 25%. Дефіцит природного газу покривається за рахунок його придбання в республіках Середньої Азії та російському „Газпромі“. У зв'язку з цим актуальним є питання збільшення об'ємів видобування власного газу шляхом освоєння нових родовищ і поглиблення вилучення вуглеводнів із їх резерву і консервації [1, 2].

Основним шляхом ефективною розробки газових родовищ є буріння похило-скерованих свердловин, при якому у всіх без винятку технологічних процесах використовується бурильна колона (БК). Різнопланові аналітичні дослідження, апробовані експериментально [1-4], розкривають її експлуатаційні особливості в складних свердловинних умовах. У процесі буріння свердловини основна функція БК полягає в передаванні енергії до долота для руйнування гірської породи по вибою. Однак, обертання в свердловині обумовлює втрату стійкості довгомірної БК, що стає причиною збільшення тертя труб до стінки і зниження її функції енергопередачі. Відомі дослідження БК розкривають основні аспекти умов її роботи в свердловині, проте їх апробація потребує подальшого поглиблення досліджень, зокрема в плані експериментального вивчення втрат енергії під час її обертання і осьового переміщення в стовбурі

свердловини, зокрема складної просторової орієнтації. Тому основною метою роботи, результати якої висвітлені в даній науковій публікації, є вдосконалення методу, засобів і технології експериментального дослідження бурильної колони в лабораторних умовах для вивчення її енергопередавальних функцій.

Згідно з положеннями теорій подібності та розмірностей [3-7] для експериментального дослідження на моделях енерговитрат під час обертання БК у стовбурі скерованої свердловини доцільним є вивчення втрат потужності на тертя використовуючи такі основні параметри:

- L – довжина БК, [L]=M;
- q – вага одиниці довжини БК, [q]=H·M⁻¹;
- P – осьова сила, яка діє на БК, [P]=H;
- EI – жорсткість на згин БК, [EI]=H·M²;
- ω – кутова швидкість обертання БК [ω]=T⁻¹;
- N – потужність холостого обертання БК в стовбурі свердловини [N]=H·M·T⁻¹;
- g – прискорення вільного падіння [g]=M·T⁻².

Основними одиницями вимірювання з наведених параметрів приймаються: для сили – [H], довжини – [M] і часу – [T].

З семи наведених параметрів системи, які описують обертання БК, та трьох основних одиниць вимірювання формуються чотири критерії подібності:

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= (EI)^{\alpha_1} (g)^{\alpha_2} (q)^{\alpha_3} L \\ K_2 &= (EI)^{\beta_1} (g)^{\beta_2} (q)^{\beta_3} \omega \\ K_3 &= (EI)^{\gamma_1} (g)^{\gamma_2} (q)^{\gamma_3} P \\ K_4 &= (EI)^{\xi_1} (g)^{\xi_2} (q)^{\xi_3} N \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i, \xi_i$ – невідомі коефіцієнти.

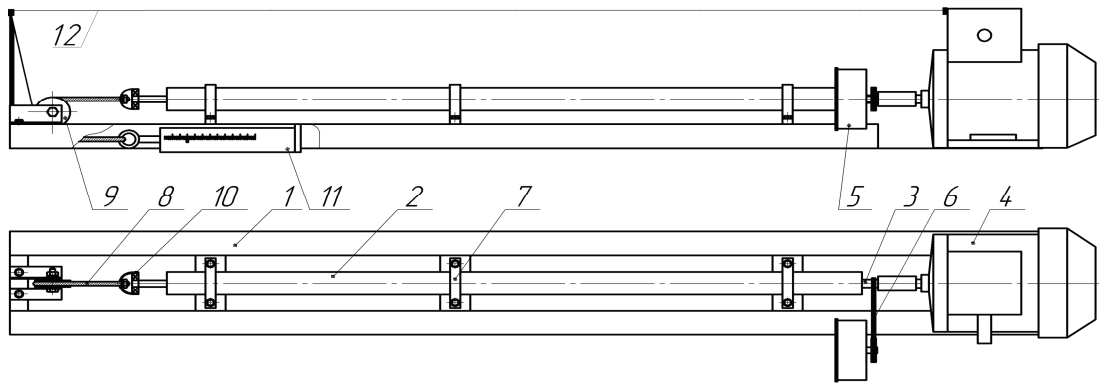
Замінивши незалежні параметри EI, q, g і P розмірностями [H], [M], [T], система рівнянь (1) набуває вигляду:

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= (HM^2)^{\alpha_1} (MT^{-2})^{\alpha_2} (HM^{-1})^{\alpha_3} M = 1 \\ K_2 &= (HM^2)^{\beta_1} (MT^{-2})^{\beta_2} (HM^{-1})^{\beta_3} T^{-1} = 1 \\ K_3 &= (HM^2)^{\gamma_1} (MT^{-2})^{\gamma_2} (HM^{-1})^{\gamma_3} H = 1 \\ K_4 &= (HM^2)^{\xi_1} (MT^{-2})^{\xi_2} (HM^{-1})^{\xi_3} HMT^{-1} = 1 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

При зведенні однотипних розмірностей по рівняннях системи (2), вона набуває вигляду:

$$\left. \begin{aligned} (H)^{\alpha_1+\alpha_3} (M)^{2\alpha_1+\alpha_2-\alpha_3+1} (T)^{-2\alpha_2} &= 1 \\ (H)^{\beta_1+\beta_3} (M)^{2\beta_1+\beta_2-\beta_3} (T)^{-2\beta_2-1} &= 1 \\ (H)^{\gamma_1+\gamma_3+1} (M)^{2\gamma_1-\gamma_2-\gamma_3} (T)^{-2\gamma_2} &= 1 \\ (H)^{\xi_1+\xi_3+1} (M)^{2\xi_1+\xi_2-\xi_3+1} (T)^{-2\xi_2-1} &= 1 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Звівши коефіцієнти $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i, \xi_i$ як показники степенів в рівняннях системи (3) до величини «0», отримуємо:



1 – основа станда; 2 – імітаційна модель обсадної колони; 3 – модель БК; 4 – електродвигун; 5 – реєстратор частоти обертання моделі БК; 6 – клинопасова передача; 7 – скоби кріплення обсадної колони до основи станда; 8 – трос; 9 – блок; 10 – вертлюжок; 11 – динамометр; 12 – натягнена нитка

Рисунок 1 – Принципова схема конструкції експериментального станда для дослідження потужності холостого обертання БК

$$\left. \begin{aligned}
 2\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_3 + 1 &= 0 \\
 \alpha_1 + \alpha_3 &= 0 \\
 -2\alpha_2 &= 0 \\
 \beta_1 + \beta_3 &= 0 \\
 2\beta_1 + \beta_2 - \beta_3 &= 0 \\
 -2\beta_2 - 1 &= 0 \\
 2\gamma_1 - \gamma_2 - \gamma_3 &= 0 \\
 \gamma_1 + \gamma_3 + 1 &= 0 \\
 -2\gamma_2 &= 0 \\
 \xi_1 + \xi_3 + 1 &= 0 \\
 2\xi_1 + \xi_2 - \xi_3 + 1 &= 0 \\
 -2\xi_2 - 1 &= 0
 \end{aligned} \right\} (4)$$

$$\left. \begin{aligned}
 K_1 &= L/\mu \\
 K_2 &= \omega\sqrt{\mu/g} \\
 K_3 &= P\mu^2/EI \\
 K_4 &= N/q\sqrt{\mu^3 g}
 \end{aligned} \right\} (8)$$

Позначивши параметри моделі індексом «м» і натури – «н», отримаємо умови подібності у вигляді:

$$\left. \begin{aligned}
 L_n/\mu_n &= L_m/\mu_m \\
 P_n \mu_n^2/E_n I_n &= P_m \mu_m^2/E_m I_m \\
 \omega_n^2 \mu_n &= \omega_m^2 \mu_m \\
 N_n/q_n \sqrt{\mu_n^3} &= N_m/q_m \sqrt{\mu_m^3}
 \end{aligned} \right\} (9)$$

Розв'язком системи рівнянь (4) є значення параметрів $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i, \xi_i$:

$$\left. \begin{aligned}
 \alpha_1 &= -1/3, \alpha_2 = 0, \alpha_3 = 1/3 \\
 \beta_1 &= 1/6, \beta_2 = -1/2, \beta_3 = -1/6 \\
 \gamma_1 &= -1/3, \gamma_2 = 0, \gamma_3 = -2/3 \\
 \xi_1 &= -1/2, \xi_2 = -1/2, \xi_3 = -1/2
 \end{aligned} \right\} (5)$$

З врахуванням числових значень $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i, \xi_i$ критерії подібності (1) набувають вигляду:

$$\left. \begin{aligned}
 K_1 &= \sqrt[3]{q/EI L} \\
 K_2 &= \sqrt[6]{EI/q} (\omega/\sqrt{g}) \\
 K_3 &= P/\sqrt[3]{EI q^2} \\
 K_4 &= N/\sqrt{EI q g}
 \end{aligned} \right\} (6)$$

Кожен із критеріїв подібності K_i характеризується величиною однієї безрозмірної одиниці довжини μ [2-4], яка визначається:

$$\mu = \sqrt[3]{EI/q} \quad (7)$$

Враховуючи даний параметр, критерії подібності K_i набувають вигляду:

Для дослідження потужності холостого обертання БК при зміні зенітного кута, інтенсивності викривлення стовбура свердловини, осьового розтягаючого навантаження і інших параметрів розроблено експериментальний стенд, принципова схема якого зображена на рис. 1.

Основа станда 1 є збірною конструкцією і складається із окремих арок довжиною 1 м. До неї скобами 7 кріпиться імітаційна модель обсадної колони 2 довжиною 4 м, виготовлена з чотирьох сталевих трубок із зовнішнім діаметром 20 мм і товщиною стінки 2,5 мм. В ній розташована модель БК – 3, яка складається з п'яти частин, що виготовлених із сталевих стрижнів діаметром 5 мм і з'єднаних між собою замками (табл. 1). У верхній частині модель БК з'єднана із вертлюжком 10, з'єднаним через трос 8 з динамометром 11. Трос перекинутий через блок 9. До іншого кінця БК для її обертання приєднано шків електродвигуна. За допомогою тиристорного механізму регулюється частота обертання БК у межах від 50 до 2000 об/хв і передається на реєстратор 5 через клинопасову передачу 6, під дією осьового розтягуючого зусилля, що виставляється за динамометром у діапазоні від 0 до 700 Н (табл. 1).

Таблиця 1 – Параметри конструкції моделі БК і її натурального взірця

ПАРАМЕТРИ	Взірець	
	Модель (стрижень)	Натура (труба)
Зовнішній діаметр взірця труби, <i>m</i>	0.005	0.1143
Площа поперечного перерізу взірця труби, <i>m</i> ²	19.63·10 ⁻⁶	31.71·10 ⁻⁴
Вага одиниці довжини взірця труби, <i>H/m</i>	1.51	250
Жорсткість на згин взірця труби, <i>Nm</i> ²	438	944·10 ³
Діаметр з'єднувального взірця, <i>m</i>	0.009	0.155
Довжина з'єднувального взірця труби, <i>m</i>	0.055	0.53
Довжина взірця труби, <i>m</i>	1	10

Таблиця 2 – Вихідні дані для проведення експериментальних досліджень

Параметри	Взірець	
	Модель (стрижень)	Натура (труба)
Довжина взірця БК, <i>m</i>	4	38
Кутова швидкість обертання взірця БК, <i>c</i> ⁻¹	20	6.28
Зенітний кут α , <i>град</i>	1, 10, 30, 45, 60, 75	
Інтенсивність викривлення взірця БК, <i>град/100m</i>	1-6	
Коефіцієнт тертя	0.2	

Інтенсивність викривлення стовбура свердловини визначається за величиною прогину основи стенда, який фіксується за шкалою, де його показником є натягнена нитка 12, що імітує пряму. Для визначення інтенсивності викривлення стовбура свердловини по прогину основи стенда h_x використовується залежність:

$$i = \frac{\arccos\left(\frac{L^2 - 4h_x^2}{L^2 + 4h_x^2}\right)}{\left(L^2 + 4h_x^2/8h_x\right) \cdot g \left(\frac{L^2 - 4h_x^2}{L^2 + 4h_x^2}\right)}, \quad (10)$$

де L і h_x – відповідно довжина основи стенда і її прогин.

Виконання робіт на експериментальному стенді під час досліджень має таку послідовність.

1. З використанням співвідношень (9) за реальними величинами осьового розтягуючого навантаження на БК, її геометричними розмірами і швидкістю обертання визначаються вихідні параметри для проведення експерименту.

2. Стенд встановлюється в положення з відповідним зенітним кутом і інтенсивністю викривлення та виводяться у початкове положення усі його робочі вузли.

3. На динамометрі встановлюється попередньо визначене осьове зусилля розтягу.

4. Електродвигун і вимірювальні прилади для обертання моделі БК умикається в електромережу.

5. Кожне вимірювання проводиться з витримуванням часу 20-30 сек.

6. У випадку зміни будь-яких техніко-технологічних параметрів описані операції повторюються.

7. Для переходу від експериментальних результатів до натурних величин необхідно використати співвідношення (9).

В результаті проведених досліджень було отримано множину даних за потужністю холос-

того обертання БК у викривленому стовбурі свердловини і оброблено їх статистичними методами. За цими даними побудовано графічні залежності зміни потужності від інтенсивності викривлення стовбура свердловини і осьового зусилля розтягу з коефіцієнтом кореляції 0.89-0.96 (рис. 2).

Встановлено, що із збільшенням осьового зусилля на БК, інтенсивності викривлення стовбура свердловини і зенітного кута потужність холостого обертання БК зростає.

Зіставленням результатів експериментальних досліджень для труб СБТ 114.3 (рис. 3) з аналітичними [8] отримано середню похибку в межах 8%. Окрім того, було встановлено, що обертання БК навколо осі свердловини відбувається при зенітному куті $\alpha < 10^0$, а при $\alpha > 10^0$, в силу переважаючої дії поперечної складової ваги БК, що обумовлює її притискання до нижньої стінки свердловини, обертання останньої відбувається навколо власної осі.

Таким чином, запропонований експериментальний метод дослідження потужності холостого обертання БК забезпечує імітацію умов її роботи і дозволяє вивчати її енергопередавальні функції у стовбурі свердловини довільної кривизни. Це вносить суттєве уточнення в розрахункові аналітичні моделі з проектування і вибору конструкцій БК і режимів їх експлуатації з врахуванням енерговитрат.

Другим етапом експериментальних досліджень енергопередавальних функцій БК стало вивчення умов її осьового переміщення в стовбурі свердловини, яке в умовах свердловини відбувається під дією власної ваги і сил гравітації. Проте, під дією поперечної сили ваги, тертя і адгезійного прилипання елементів БК до фільтраційної кірки зростає опір її осьового переміщення в стовбурі свердловини. При ана-

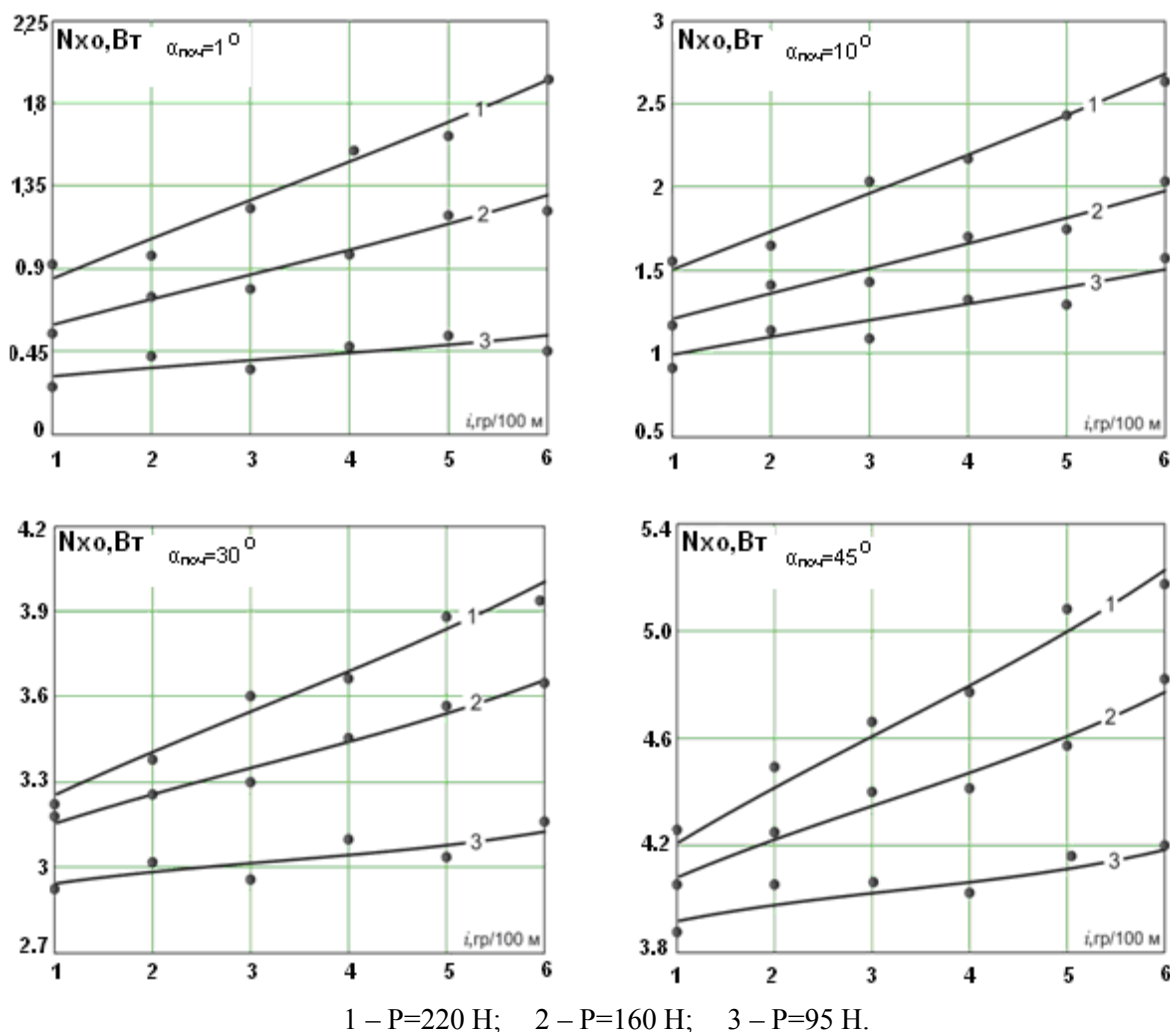


Рисунок 2 – Експериментальні залежності потужності холостого обертання БК від інтенсивності викривлення стовбура свердловини

літичних дослідженнях цього процесу як основні чинники розглядаються сили притискання елементів БК до стінок свердловини. Особливо актуальним це питання стає в умовах похило-прямолинійного стовбура свердловини зі змінною інтенсивністю викривлення.

Щоб практично оцінити силу притискання елементів БК до стінок свердловини, авторами статті запропоновано лабораторний стенд, принципову схему конструкції якого зображено на рис. 4. Конструктивні параметрами моделі БК (з врахуванням в її конструкції бурильних замків (БЗ)) наведено в табл. 2.

Критерії подібності, попереднє налаштування силовимірювальних вузлів експериментального стенда, їх тарування, проведення досліджень та обробка результатів виконуються у відповідності до положень і змісту, викладених вище.

Результати експериментальних досліджень отримані на моделі БК при осьовому стискаючому навантаженні 0 – 120 Н, відображені в системі координат $f(P, R)$ на рис. 5, 6.

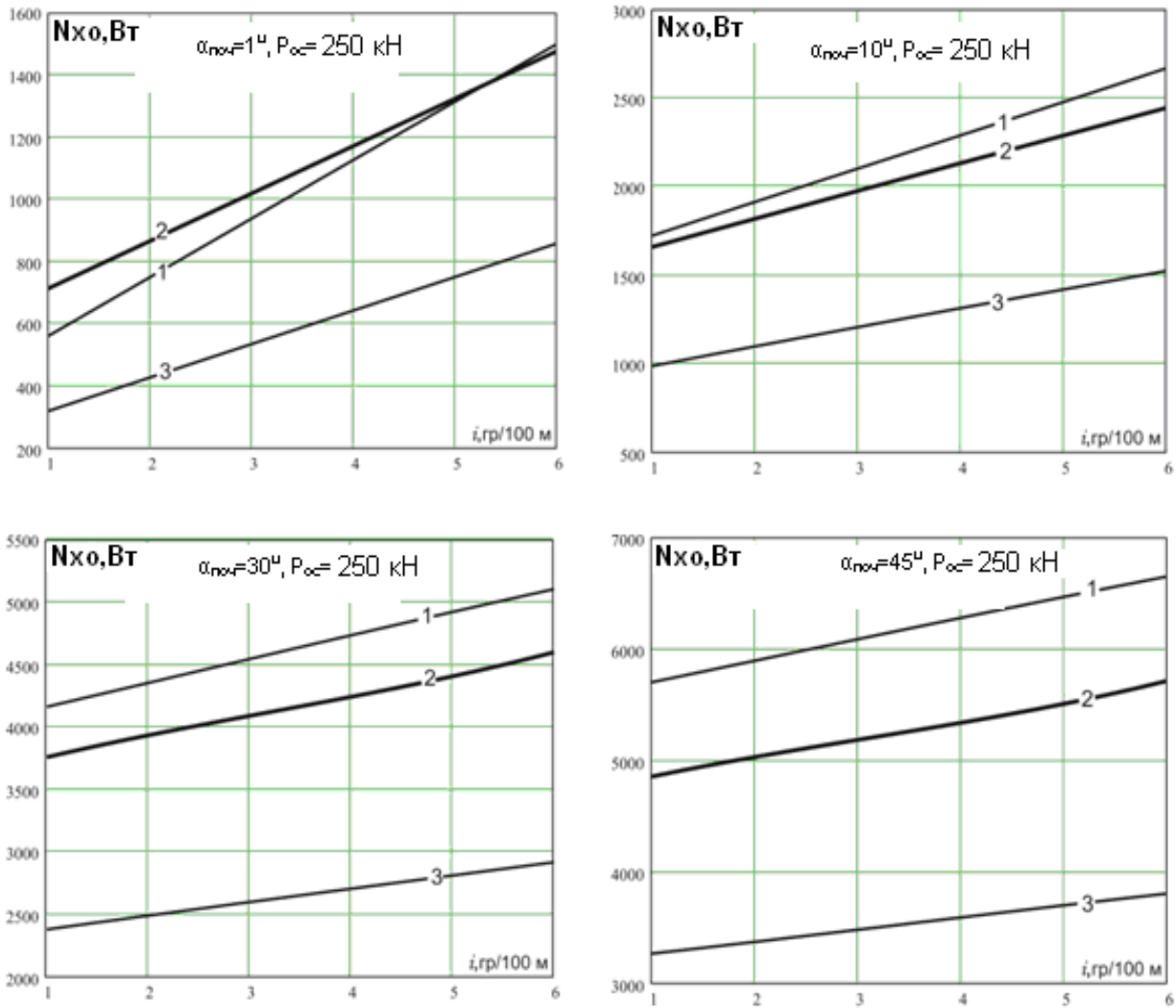
Апроксимувавши експериментальні значення сили R , отримали криву, яка з коефіцієнтом кореляції в межах 0.9 відображає усеред-

нені експериментальні дані. Ці результати є універсальними і можуть застосовуватись для реальних конструкцій бурильних колон, укомплектованих трубами СБТ-101,6, СБТ-114,3 і ЛБТ-114,3 у стовбурі свердловини діаметром 215,9 мм та осьовому стискаючому навантаженні до 50 кН.

Величина R і P визначається шляхом перерахунку за критеріями подібності для довільної конструкції БК при відомих реальних значеннях EI_H , q_H і m_H .

Під час оцінки достовірності результатів, отриманих при розрахунках з використанням математичної моделі БК [8] для відповідних типорозмірів труб відхилення становить близько 15%.

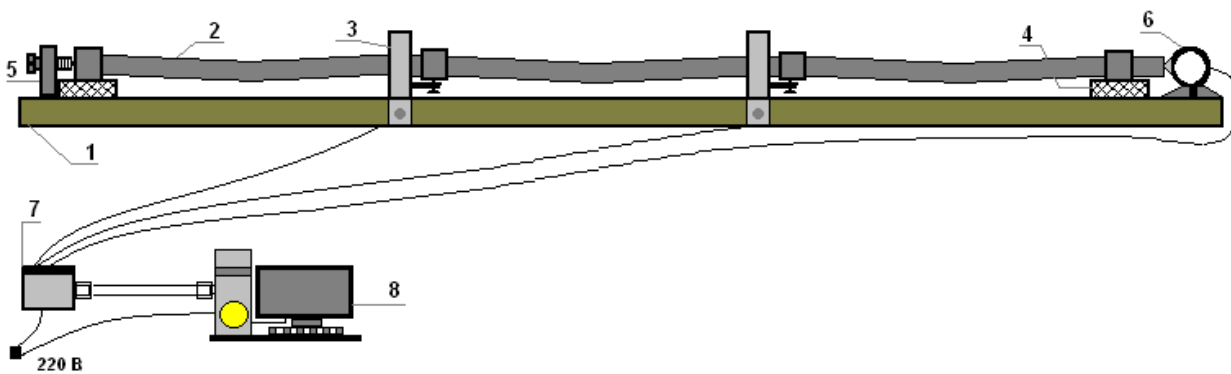
Як бачимо, запропоновані в даній статті методи і засоби експериментального дослідження енергопередавальних функцій БК розширюють можливості вдосконалення їх конструкцій і умов експлуатації. Цим забезпечується можливість коректнішого проектування і вибору конструкції БК для буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин.



1 – теоретичні значення для обертання БК навколо осі свердловини;

2 – результати експерименту; 3 – теоретичні значення для обертання БК навколо власної осі

Рисунок 3 – Зіставлені залежності потужності холостого обертання БК від інтенсивності викривлення стовбура свердловини



1 – основа станда; 2 – модель БК; 3 – вузол вимірювання сил притискання БЗ до нижньої стінки свердловини; 4 – підставка для імітації нижньої стінки свердловини; 5 – вузол створення осьової сили на БК; 6 – вузол вимірювання осьової сили, створеної на БК; 7 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП); 8 – персональний комп'ютер

Рисунок 4 – Принципова схема конструкції експериментального станда для дослідження сил притискання БК до стінок свердловини

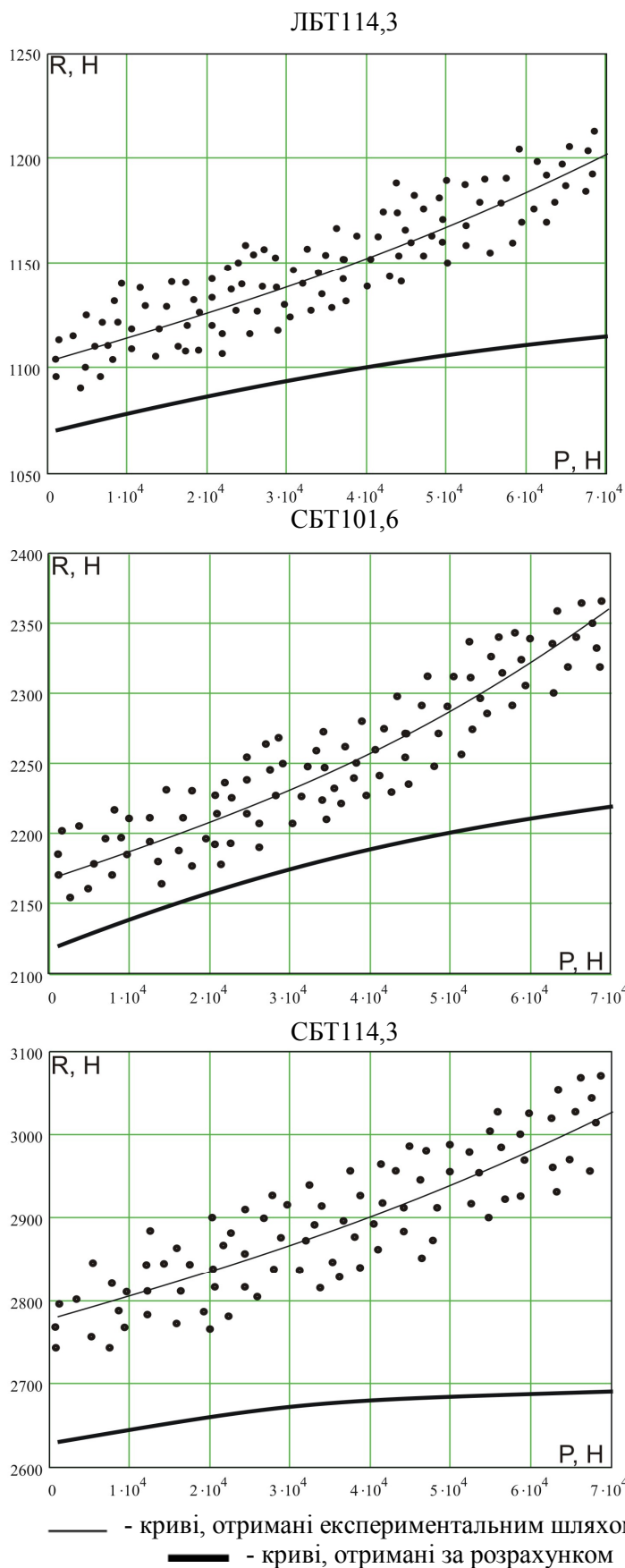


Рисунок 5 – Експериментальні і розрахункові значення сил притискування БК до стінок свердловини при зміні осьової стискаючої сили

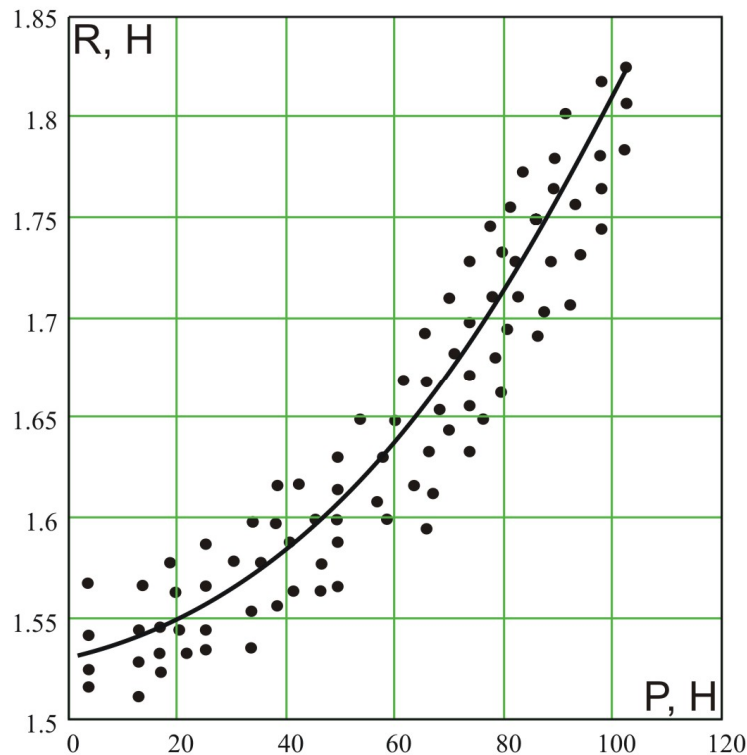


Рисунок 6 – Залежність сил притискування БК (R) до стінок свердловини від осової стискаючої сили (P), отримані експериментально

Не зважаючи на те, що результати проведених лабораторних експериментальних досліджень мають більш якісний характер, вони загалом чітко відображають картину зміни технологічних параметрів взаємодії БК зі стінками свердловини в реальних умовах. А вдосконалення конструкції стендів, методик проведення експериментальних досліджень і інтерпретації отриманих результатів дає змогу наблизити умови дослідження до реальних.

Зважаючи на позитивні результати проведених досліджень, авторами статті сформульовано нові завдання подальшого розвитку важливої наукової проблеми підвищення ефективності передачі максимально можливої енергії до долота по бурильній колоні з мінімальними втратами за допомогою верхнього привода.

Література

1 Олександр Зейкан, Василь Гладун, Петро Чепіль, Петро Максимчук. Перспективи нагорування геологорозвідувальних робіт національною акціонерною компанією «Нафтогаз України» до 2015 // Геологія і геохімія горючих копалин. – 2011. – №1-2(154-155). – С. 59-61.

2 Єрмілов С.Ф. Національна доповідь про стан та перспективи реалізації державної політики енергоефективності у 2008 році / С.Ф. Єрмілов, В.М. Гесць, Ю.П. Яценко, В.В. Григоровський, В.Е. Лір та ін. – К., НАЕР, 2009. – 93 с.

3 Мислюк М. Моделювання явищ і процесів у нафтопромисловій справі [Текст] / М. Мислюк, Ю. Зарубін. – Івано-Франківськ: Екор, 1999. – 494 с.

4 Антаманов С.И. Экспериментальное исследование сил контактного давления центраторов на стенки скважины [Текст] / С. И. Антаманов, О. А. Марков, Н. Г. Серда // Нефтяное хозяйство. – 1970. – №9. – С. 21-24.

5 Оганов С.А. Экспериментальное исследование низа бурильной колонны в наклонной скважине [Текст] / С. А. Оганов, И. С. Цибульский // Теория и практика бурения наклонных скважин. – Баку, 1981. – С. 8-12.

6 Григулецкий В. Проектирование компоновок нижней части бурильной колонны [Текст] / В. Г. Григулецкий, В. Т. Лукьянов. – М.: Недра, 1990. – 304 с.

7 Крижанівський Є.І. Експериментальні дослідження на моделях компоновок низу бурильної колони [Текст] / Є.І. Крижанівський, І.І. Чудик, М.М. Яворський, В.М. Івасів // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – № 4(9). – 2003. – С. 121-123.

8 Чудик І.І. Метод розрахунку сил притискування бурильної колони до стінок свердловини довірливої кривизни [Текст] / І.І. Чудик // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2010. – № 2(24). – С. 32-36.

Стаття надійшла до редакційної колегії
17.09.12

Рекомендована до друку професором
Я.С. Коцкуlichem