

НАФТОГАЗОВА ІНЖЕНЕРІЯ

УДК 622.24.058

DOI: 10.31471/1993-9965-2018-2(45)-7-15

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ОСЬОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТА КРУТНОГО МОМЕНТУ, ЩО ДІЮТЬ НА БУРИЛЬНУ КОЛОНУ ПРИ РОТОРНОМУ ТА СУМІЩЕНОМУ СПОСОБАХ БУРІННЯ

Я.С. Гриджук

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 717967,
e-mail: jaroslav.gridzhuk@gmail.com

Запропоновано підхід щодо оцінки величини роботи, що виконується основними силовими факторами, які діють на бурильну колону при роторному та суміщеному способах буріння. Сформульовано задачу стосовно отримання аналітичних функцій робіт силових факторів для механічної системи із розподіленими параметрами.

Для вирішення поставленої задачі проведено аналіз функцій осьового навантаження та крутного моменту бурильної колони в залежності від змінного параметру – глибини свердловини. Шляхом інтегрування зазначених функцій встановлено аналітичні залежності для визначення роботи осьового навантаження та крутного моменту, що діють на бурильну колону на ділянках похило-скерованої та S-подібної свердловин. Опіраючись на промислові дані, проведено числові розрахунки величини роботи на ділянках таких свердловин. Отримані результати досліджень в подальшому можна використати з метою пошуку енергоощадних режимів роботи бурильної колони.

Ключові слова: бурильна колона, крутний момент, осьове навантаження, механічна енергія, механічна робота, похило-скерована свердловина, S-подібна свердловина.

Предложен подход к оценке величины работы, выполняемой основными силовыми факторами, действующими на бурильную колонну при роторном и совмещенном способах бурения. Сформулирована задача получения аналитических функций работ силовых факторов для механической системы с распределенными параметрами.

Для решения поставленной задачи проведен анализ функций осевой нагрузки и крутящего момента бурильной колонны в зависимости от изменяющегося параметра - глубины скважины. Путем интегрирования указанных функций установлены аналитические зависимости для определения работы осевой нагрузки и крутящего момента, действующих на бурильную колонну на участках наклонно-направленной и S-образной скважин. По результатам промышленных исследований проведены числовые расчеты величины работы на участках указанных скважин. Полученные результаты исследований в дальнейшем можно учитывать при поиске энергосберегающих режимов работы бурильной колонны.

Ключевые слова: бурильная колонна, крутящий момент, осевая нагрузка, механическая энергия, механическая работа, наклонно-направленная скважина, S-образная скважина.

The estimation approach of the work performed by the main force factors acting on the drill string, rotary and combined drilling methods, was proposed. The problem of obtaining analytical functions of force factors action for a mechanical system with distributed parameters was formulated.

To solve the problem, the axial load and torque functions of the drill string analysis was performed, depending on the alternating parameter - the well depth. By integrating these functions, analytical dependencies were established for determining the axial load and torque acting on the drill string in sections of directional and S-shaped wells. Relying on industrial data, numerical calculations of the size of work on sections of such wells were carried out. The obtained research results can be further used to find energy-saving modes of the drill string.

Key words: drill string, torque, axial load, mechanical energy, mechanical work, directional well, S-shaped well.

Вступ

Буріння свердловини є одним із найбільш енерговитратних етапів із циклу її будівництва. При цьому основними процесами, які впливають на якість спорудження і на енергетичні ви-

трати, є дотримання заданої траєкторії, передача максимальної енергії по бурильній колоні до долота, ефективне промивання вибою від шламу і його винесення на устя. При передачі осьового навантаження та крутного моменту до долота при роторному та суміщеному способах

буріння ключову роль відіграє бурильна колона.

Роторний та суміщений способи буріння, частка яких при спорудженні глибоких вертикальних, похило-скерованих та горизонтальних свердловин на нафту й газ постійно збільшується, є складними багатофакторними процесами. Енергоефективність цих процесів передусім залежить від правильного підбору режиму буріння. Тому вибір оптимальних параметрів режиму буріння є одним із основних факторів, які впливають на покращення техніко-економічних показників при спорудженні свердловин. Така особливість обумовлюється сучасними вимогами щодо точності та швидкості спорудження свердловин, а також вартості метра проходки.

За різними даними механічна енергія, яка витрачається на руйнування породи вибою свердловини, становить близько 30-40% від загальноприведеної на усті. Згідно з результатами багатьох досліджень, основною причиною цього є втрата підведеної потужності на подолання сил тертя внаслідок складних умов роботи бурильної колони в стовбурі свердловини.

Аналіз сучасних закордонних та вітчизняних досліджень і публікацій

Для уточнення параметрів навантаженості та напружено-деформованого стану бурильної колони, а також оцінки її енергоефективності необхідна методика визначення роботи основних силових факторів, що приймають участь у руйнуванні вибою. На даний час теоретичні підходи стосовно дослідження динамічних явищ у бурильній колоні розвинуті добре. Однак під час дослідження процесів провідки та обертання бурильної колони виникає проблема через відсутність точних розрахункових формул для обчислення механічної роботи її силових параметрів за кінематичними характеристиками її руху та деформацією у стовбурі свердловини. Задачі такого плану є актуальними щодо оцінки динамічної стійкості та піддатливості бурильної колони в умовах вібраційного навантажування в процесі буріння глибоких свердловин (особливо свердловин зі складними гірничо-геологічними умовами) [1, 2].

Особливості процесу швидкого і нерівномірного навантажування бурильної колони пов'язані з тим, що її несуча здатність суттєво залежить від її геометричних та інерційних властивостей. В окремих випадках нестационарність навантаження, швидкоплинність коливного процесу, а також нерівномірність обертання та переміщення бурильної колони спричиняють суттєве зростання дисипативних сил та енергетичних затрат на процес її згинання, прокручування та проштовхування у свердловині. Тому аналіз параметрів навантаженості зігнутих ділянок бурильної колони, які обертаються та зазнають дії змінних навантажень, є актуальною задачею теорії динамічної стійкості пружних систем. Вирішення такої задачі, насамперед, потрібне для підвищення точності

динамічного аналізу бурильних колон при роторному та суміщеному способах буріння.

Основною проблемою динамічного аналізу складних пружних систем методами прикладної теорії пружності та теорії коливань є певна невідповідність реальних об'єктів їх математичним моделям [3]. Надмірна схематизація поведінки складної механічної системи спрощує розв'язання задач, але знижує точність результатів і навпаки. Кожна інженерна модель, яка базується на низці гіпотез та припущень, потребує верифікації за допомогою числових методів [4] чи експерименту [5]. Особливості підходу до динамічного аналізу бурильної колони залежать від форми її пружної рівноваги, яка через вплив різних техніко-технологічних та гірничо-геологічних чинників може бути як плоскою, так і просторовою [6]. Просторові форми рівноваги стисненої частини бурильної колони розглянуті в працях Лубінського А., Майорова А.Е., Алексєєва В.Н., Султанова Б.З., Асатуряна А.Ш., Сесюніна Н.А. Параметри пружної лінії в перелічених дослідженнях визначались із рівнянь Г.Р. Кірхгофа та двох додаткових рівнянь рівноваги сил і моментів в проекції на вісь свердловини або з умови мінімуму потенціальної енергії. У статті [7] розкрито аналогію між явищами втрати стійкості при стисканні довгих стрижнів та досягненням критичних частот обертання гнучких валів, а також вказано на можливість запозичення й використання практики недопущення цих небезпечних станів. За результатами досліджень запропоновано способи створення безкритичних роторів, безрезонансних конструкцій і стрижнів, що не втрачають стійкості при стисканні.

Деякі автори [8] вважають зниження вібрацій бурильного інструменту запорукою збереження динамічної стійкості бурильної колони загалом. Актуальні проблеми конструювання віброзахисних пристроїв для довгомірних структур (бурильних колон, насосно-компресорних труб) розглядали у працях [9, 10].

Феномен контактної взаємодії елементів бурильної колони зі стінкою свердловини є ключовим чинником, який визначає енерговитратність процесу буріння у випадку її обертання. У цьому напрямку актуальними залишаються питання математичного моделювання статички та динаміки стрижневих систем за умов взаємодії бічної поверхні стрижня з пружним або непружним середовищем стосовно задач ліквідації прихоплень бурильної колони [11].

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми

З погляду механіки деформівного тіла та динаміки машин, бурильна колона, по суті, є пружною трубною механічною системою великої протяжності, в якій виникають, розвиваються та підтримують взаємозв'язок статичні та динамічні деформації різних видів. Однією з причин виникнення позаштатних ситуацій у процесі буріння є втрата динамічної стійкості

колони труб, що обертається, як на криволінійних, так і на прямолінійних ділянках свердловин [12, 13]. Це підвищує витрати механічної енергії на проштовхування та провертання бурильної колони у стовбурі свердловини. Для оцінки величини цих енергозатрат при роторному чи суміщеному способах буріння необхідно визначити механічну роботу, яка виконується осьовим навантаженням та крутним моментом.

Метою даної статті є встановлення та дослідження аналітичних залежностей для оцінки механічної роботи, що виконується осьовим навантаженням та крутним моментом, які діють на бурильну колону залежно від глибини свердловини та її профілю.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- проаналізувати функції осьового навантаження та крутного моменту бурильної колони та встановити можливість їх інтегрованості в межах конкретних інтервалів свердловин;

- проінтегрувати функції силових факторів та встановити аналітичні залежності для визначення їх роботи;

- провести числові розрахунки зазначених параметрів для буріння похило-скерованої та S-подібної свердловини.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Руйнування долотом вибою свердловини відбувається під дією на нього з боку бурильної колони двох основних силових факторів – осьового навантаження та крутного моменту. В період усталеного режиму роботи механічної системи “бурильна колона – долото” їх можна розглядати як корисні силові фактори [14]. Вони при цьому, в силу дотримання технічних та технологічних регламентів процесу буріння, взаємопов’язані між собою [15]. Крутний момент на долоті безпосередньо не залежить від частоти обертання колони, а залежить від зміни осьового навантаження на долото, властивостей гірських порід та спрацьованості озброєння долота.

На даний час при дослідженні динаміки бурильного інструменту стосовно енергоефективності його роботи, до кінця невирішеним залишається питання оцінки інтенсивності дії згаданих силових факторів при проштовхуванні та провертанні бурильної колони у свердловині. Параметром, який визначає витрати механічної енергії на проштовхування та обертання бурильної колони у свердловині є механічна робота.

Для визначення механічної роботи осьового навантаження та крутного моменту, що діють на бурильну колону, скористаємося залежностями, встановленими у [16]. Елементарну роботу осьового навантаження на ділянці свердловини можна подати у вигляді роботи зосередженої сили на елементарному переміщенні:

$$dA_N = P_i(S) dS; \quad (1)$$

де $P_i(S)$ – осьове навантаження бурильної колони на ділянці свердловини подане як функція осьової координати (переміщення) S .

Елементарна робота крутного моменту при закручуванні бурильної колони на ділянці свердловини на певний кут може бути описана виразом:

$$dA_M = M_i(\varphi) d\varphi; \quad (2)$$

де $M_i(\varphi)$ – крутний момент бурильної колони на ділянці свердловини поданий як функція кута повороту φ .

Залежності для крутного моменту бурильної колони у [16] подані як функції осьового переміщення S . Тому для подальших досліджень необхідно виразити їх через кут повороту бурильної колони. У [17] встановлено, що поглиблення бурильного інструменту, озброєного долотом ріжучого типу, за один його оберт визначається за наступною залежністю:

$$h_{об} = t - \sqrt{\frac{k\mu R}{i^2\delta}}; \quad (3)$$

де t – випуск різців з матриці коронки;

μ – комплексний параметр властивостей гірської породи та впливу бурового розчину;

k – коефіцієнт зовнішнього тертя при взаємодії бурильного інструменту з вибоєм;

δ – коефіцієнт, що враховує демпфуючі властивості долота;

R, i – відповідно геометричний радіус та радіус інерції долота.

Якщо за один оберт, тобто за 2π рад, бурильний інструмент поглибиться на глибину $h_{об}$, тоді за певного числа обертів долота φ переміщення всієї бурильної колони в осьовому напрямі виразимо наступним чином:

$$S = \varphi \frac{h_{об}}{2\pi} = \varphi C_D; \quad (4)$$

де C_D – деяка константа для долота, яку на основі (3) і (4) запишемо так:

$$C_D = \frac{1}{2\pi} \left(t - \sqrt{\frac{k\mu R}{i^2\delta}} \right). \quad (5)$$

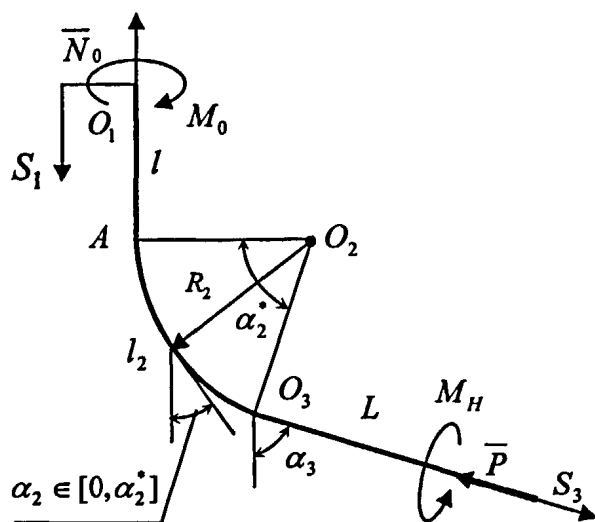
Тоді елементарну роботу крутного моменту з урахуванням (4) запишемо у такому вигляді:

$$dA_M = \frac{1}{C_D} M_i(S) dS. \quad (6)$$

Таким чином, визначення роботи осьового навантаження та крутного моменту бурильної колони вимагатиме інтегрування відповідних функцій $P_i(S)$ і $M_i(S)$ на певних інтервалах свердловини:

$$A_N = \int_{S_0}^{S_i} P_i(S) dS; \quad (7)$$

$$A_M = \frac{1}{C_D} \int_{S_0}^{S_i} M_i(S) dS. \quad (8)$$



N_0 – навантаження у верхній частині від елементів талевої системи; M_0 – крутний момент на роторі; S_1 – переміщення бурильної колони на вертикальній ділянці; α_2 – кутове переміщення бурильної колони на криволінійній ділянці, причому $\alpha_2 \in [0, \alpha_2^*]$; R_2 – радіус кривизни дуги криволінійної ділянки; α_3 – кут, що визначає положення похилої ділянки; S_2 – дугове переміщення бурильної колони на криволінійній ділянці; S_3 – переміщення бурильної колони на похило-скерованій ділянці; l, l_2, L – відповідно довжина вертикальної, криволінійної та похило-скерованої ділянок; \bar{P} – реакція вибою від результуючого навантаження на долото; M_H – результуючий крутний момент на долоті

Рисунок 1 – Розрахункова схема для визначення роботи осевого навантаження та крутного моменту при бурінні похило-скерованої свердловини

З метою комплексного аналізу енергоефективності усталеного режиму роботи бурильної колони при роторному та суміщеному способах буріння в подальшому досліджуватимемо роботи осевого навантаження та крутного моменту на ділянках похило-скерованої та S-подібної свердловин. Найбільш повно функції осевого навантаження та крутного моменту для типових профілів свердловин описані у [16].

Розглянемо схему навантаження бурильної колони осевою силою та крутним моментом при бурінні похило-скерованої свердловини. Вона складається із вертикальної, криволінійної та похилої ділянок (рис. 1).

Тертя бурильної колони до стінок свердловини на її ділянках враховується ефективним коефіцієнтом тертя:

$$k^* = \frac{v_s}{\sqrt{v_s^2 + (\omega D/2)^2}} f,$$

де v_s – швидкість осевого переміщення ділянки бурильної колони у стовбурі свердловини в процесі буріння;

ω – кутова швидкість обертання ділянки бурильної колони;

f – коефіцієнт тертя спокою металу бурильних труб до стінок свердловини;

D – зовнішній діаметр бурильної колони.

Маса бурильної колони, зануреної у буровий розчин, на кожній з ділянок враховується вагою q одиниці її довжини.

Спершу розглянемо функції осевого навантаження згідно з [16]:

– на вертикальній ділянці:

$$P_1(S_1) = N_0 - qS_1; \quad (9)$$

– на криволінійній ділянці:

$$P_2(\alpha_2) = (N_0 - ql)e^{-k^*\alpha_2} + \frac{qR_2}{1+k^{*2}} \left[2k^* \left(e^{-k^*\alpha_2} - \cos \alpha_2 \right) - (1-k^{*2}) \sin \alpha_2 \right]; \quad (10)$$

– на похило-скерованій ділянці:

$$P_3(S_3) = (N_0 - ql)e^{-k^*\alpha_2^*} + \frac{qR_2}{1+k^{*2}} \left[2k^* \left(e^{-k^*\alpha_2^*} - \cos \alpha_2^* \right) - (1-k^{*2}) \sin \alpha_2^* \right] + qS_3 \left(k^* \sin \alpha_2^* - \cos \alpha_2^* \right). \quad (11)$$

Далі розглянемо функції крутного моменту згідно з [16]:

– на вертикальній ділянці:

$$M_1 = M_0; \quad (12)$$

– на криволінійній ділянці:

$$M_2(\alpha_2) = M_0 + \frac{nD^2k^*}{4v_s} \times \left[\frac{2qR_2}{1+k^{*2}} \left(e^{-k^*\alpha_2} + k^* \sin \alpha_2 - \cos \alpha_2 \right) - \frac{N_0 - ql}{k^*} \left(1 - e^{-k^*\alpha_2} \right) \right]; \quad (13)$$

– на похилій ділянці:

$$M_3(S_3) = M_0 + \frac{nD^2 k^*}{4v_s} \times \left[\frac{2qR_2}{1+k^{*2}} \left(e^{-k^* \alpha_2^*} + k^* \sin \alpha_2^* - \cos \alpha_2^* \right) - \frac{N_0 - ql}{k^*} \left(1 - e^{-k^* \alpha_2^*} \right) + qS_3 \sin \alpha_2^* \right] \quad (14)$$

Зробивши заміну $\alpha_2 = S_2/R_2$, у відповідності із залежностями (7) та (8) інтегруємо функції силових факторів (9) – (14). Визначаємо роботу осевого навантаження:

– на вертикальній ділянці:

$$A_{M1}(S_1) = \int_0^{S_1} P_1(S_1) dS_1 = N_0 S_1 - \frac{qS_1^2}{2}; \quad (15)$$

– на криволінійній ділянці:

$$A_{N2}(S_2) = \int_0^{S_2} P_2(S_2) dS_2 = \frac{\left(e^{\frac{S_2 k^*}{R_2}} - 1 \right) (R_2 ql - N_0 R_2)}{k} + \left\{ qR_2^2 \left[\cos \left(\frac{S_2}{R_2} \right) - 1 \right] - 2 \left(e^{\frac{S_2 k^*}{R_2}} - 1 \right) + \frac{1}{2} k^{*2} \sin^2 \left(\frac{S_2}{R_2} \right) - 2k^* \sin \left(\frac{S_2}{R_2} \right) \right\} \times \{k^{*2} + 1\}^{-1}; \quad (16)$$

– на похило-скерованій ділянці:

$$A_{N3}(S_3) = \int_0^{S_3} P_3(S_3) dS_3 = S_3 \left(N_0 e^{-k^* \alpha_2^*} - ql e^{-k^* \alpha_2^*} \right) + \frac{S_3^2}{2} \left(k^* q \sin \alpha_2^* - q \cos \alpha_2^* \right) + S_3 \left\{ R_2 k^{*2} q \sin \alpha_2^* + 2R_2 k^* q e^{-k^* \alpha_2^*} - 2R_2 k^* q \cos \alpha_2^* - R_2 q \sin \alpha_2^* \right\} \times \{k^{*2} + 1\}^{-1}. \quad (17)$$

Визначаємо роботу крутного моменту:

– на вертикальній ділянці:

$$A_{M1}(S_1) = \frac{1}{C_{Д1}} \int_0^{S_1} M_1(S_1) dS_1 = M_0 \frac{S_1}{C_{Д1}}; \quad (18)$$

– на криволінійній ділянці:

$$A_{M2}(S_2) = \frac{1}{C_{Д2}} \int_0^{S_2} M_2(S_2) dS_2 = M_0 \frac{S_2}{C_{Д2}} - \frac{nD^2 (N_0 - ql) \left(R_2 e^{-\frac{k^* S_2}{R_2}} - R_2 + S_2 k^* \right)}{4k^* v_s C_{Д2}} \quad (19)$$

$$\times \left[R_2 \sin \left(\frac{S_2}{R_2} \right) + \frac{R_2}{k^*} \left(e^{-\frac{k^* S_2}{R_2}} - 1 \right) - 2k^* R_2 \sin \left(\frac{S_2}{2R_2} \right)^2 \right]. \quad (19)$$

– на похило-скерованій ділянці:

$$A_{M3}(S_3) = \frac{1}{C_{Д3}} \int_0^{S_3} M_3(S_3) dS_3 = M_0 \frac{S_3}{C_{Д3}} + \frac{nD^2 k^* q R_2 S_3 \left(e^{-k^* \alpha_2^*} - \cos \alpha_2^* + k^* \sin \alpha_2^* \right)}{2C_{Д3} v_s (1+k^{*2})} + \frac{nD^2 S_3 e^{-\frac{k^* \alpha_2^*}{2}} \frac{1}{2} \left(e^{-\frac{k^* \alpha_2^*}{2}} - e^{\frac{k^* \alpha_2^*}{2}} \right) (N_0 - ql)}{2C_{Д3} v_s} + \frac{nD^2 q_2 S_3^2 k^* \sin \alpha_2^*}{8C_{Д3} v_s}. \quad (20)$$

Розглянемо схему навантаження бурильної колони осевою силою та крутним моментом при бурінні S-подібної свердловини (рис. 2).

Спершу розглянемо функції осевого навантаження згідно з [16]:

– на першій вертикальній ділянці:

$$P_1(S_1) = N_0 - qS_1; \quad (21)$$

– на першій криволінійній ділянці:

$$P_2(\alpha_2) = (N_0 - ql) e^{-k^* \alpha_2} + \frac{qR_2}{1+k^{*2}} \left[2k^* \left(e^{-k^* \alpha_2} - \cos \alpha_2 \right) - (1-k^{*2}) \sin \alpha_2 \right]; \quad (22)$$

– на другій криволінійній ділянці:

$$P_3(\alpha_3) = (N_0 - ql) e^{-k^* (2\alpha_2^* - \alpha_3)} + \frac{qR_2 e^{-k^* (\alpha_2^* - \alpha_3)}}{1+k^{*2}} \times \left[2k^* \left(e^{-k^* \alpha_2^*} - \cos \alpha_2^* \right) - (1-k^{*2}) \sin \alpha_2^* \right] - qR_3 \left(\sin \alpha_3 - \sin \alpha_2^* e^{-k^* (\alpha_2^* - \alpha_3)} \right); \quad (23)$$

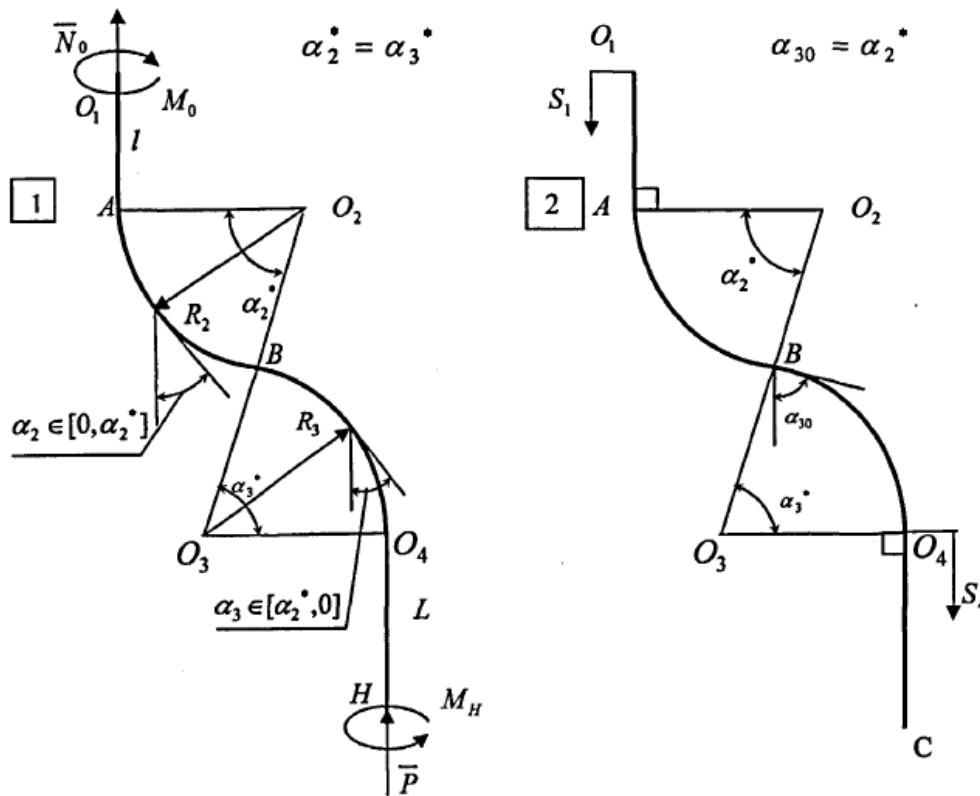
– на другій вертикальній ділянці:

$$P_4(S_4) = \left[(N_0 - ql) e^{-2k^* \alpha_2^*} + qR_3 e^{-k^* \alpha_2^*} \sin \alpha_2^* - qS_4 \right] + \frac{qR_2 e^{-k^* \alpha_2^*}}{(1+k^{*2})} \left[2k^* \left(e^{-k^* \alpha_2^*} - \cos \alpha_2^* \right) - (1-k^{*2}) \sin \alpha_2^* \right]. \quad (24)$$

Далі розглянемо функції крутного моменту згідно з [16]:

– на першій вертикальній ділянці:

$$M_1 = M_0; \quad (25)$$



N_0 – навантаження у верхній частині від елементів талевої системи; M_0 – крутний момент ротора; S_1 – переміщення бурильної колони на першій вертикальній ділянці; α_2 – кутове переміщення бурильної колони на першій криволінійній ділянці, причому $\alpha_2 \in [0; \alpha_2^*]$; R_2 – радіус кривизни дуги першої криволінійної ділянки; α_3 – кутове переміщення бурильної колони на другій криволінійній ділянці, причому $\alpha_3 \in [0; \alpha_3^*]$; R_3 – радіус кривизни дуги другої криволінійної ділянки; S_2 – дугове переміщення бурильної колони на першій криволінійній ділянці; S_3 – переміщення бурильної колони на другій криволінійній ділянці; l, l_2, l_3, L – відповідно довжина першої вертикальної, першої і другої криволінійної та другої вертикальної ділянок; \bar{P} – реакція вибою від результуючого навантаження на долото; M_H – результуючий крутний момент на долоті

Рисунок 2 – Розрахункова схема для визначення роботи осевого навантаження та крутного моменту при бурінні S-подібної свердловини

– на першій криволінійній ділянці:

$$M_2(\alpha_2) = M_0 + \frac{nD^2k^*}{4v_s} \left[\frac{2qR_2}{1+k^{*2}} \left(e^{-k^*\alpha_2} + k^* \sin \alpha_2 - \cos \alpha_2 \right) - \frac{N_0 - ql}{k^*} \left(1 - e^{-k^*\alpha_2} \right) \right]. \quad (26)$$

– на другій криволінійній ділянці:

$$M_3(\alpha_3) = M_0 + \frac{nD^2k^*}{4v_s} \left\{ \frac{2qR_2}{1+k^{*2}} \left[\left(e^{-k^*\alpha_2^*} - \cos \alpha_2^* \right) e^{-k^*(\alpha_2^* - \alpha_3)} + \frac{\sin \alpha_2^*}{2k^*} \left(1 + k^{*2} - (1 + k^{*2}) e^{-k^*(\alpha_2^* - \alpha_3)} \right) \right] - \frac{1}{k^*} \left[(N_0 - ql) \left(1 - e^{-k^*(2\alpha_2^* - \alpha_3)} \right) + qR_3 \sin \alpha_2^* \left(1 - e^{-k^*(\alpha_2^* - \alpha_3)} \right) \right] \right\}; \quad (27)$$

– на другій вертикальній ділянці:

$$M_4(S_4) = M_0 + \frac{nD^2k^*}{4v_s} \left\{ \frac{2qR_2}{1+k^{*2}} \left[\left(e^{-k^*\alpha_2^*} - \cos \alpha_2^* \right) e^{-k^*\alpha_2^*} + \frac{\sin \alpha_2^*}{2k^*} \left(1 + k^{*2} - (1 + k^{*2}) e^{-k^*\alpha_2^*} \right) \right] - \frac{1}{k^*} \left[(N_0 - ql) \left(1 - e^{-2k^*\alpha_2^*} \right) + qR_3 \sin \alpha_2^* \left(1 - e^{-k^*\alpha_2^*} \right) \right] \right\}. \quad (28)$$

Зробивши заміну $\alpha_3 = S_3/R_3$ у відповідності із залежностями (7) та (8) інтегруємо функції силових факторів (21) – (28). Визначаємо роботу осьового навантаження:

– на другій криволінійній ділянці:

$$A_{N3}(S_3) = \int_0^{S_3} P_3(S_3) dS_3 = (N_0 - ql) e^{\left(\frac{S_3 k^*}{R_3} - 1\right)} \frac{R_3 e^{-2k^* \alpha_2}}{k^*} + \frac{qR_2 \left[2k^* \left(e^{-k^* \alpha_2} - \cos \alpha_2^* \right) - (1 - k^{*2}) \sin \alpha_2^* \right]}{1 + k^{*2}} \frac{R_3 e^{-k^* \alpha_2}}{k^*} e^{\left(\frac{S_3 k^*}{R_3} - 1\right)} - qR_3^2 \left(\cos \left(\frac{S_3}{R_3} - 1 \right) \right) + \frac{qR_3^2 e^{-k^* \alpha_2} \sin \alpha_2^* e^{\left(\frac{S_3 k^*}{R_3} - 1\right)}}{k^*}. \quad (29)$$

– на другій вертикальній ділянці:

$$A_{N4}(S_4) = \int_0^{S_4} P_4(S_4) dS_4 = S_4 \left[e^{-2k^* \alpha_2} (N_0 - ql) - q \left(\frac{S_4}{2} - R_3 e^{-k^* \alpha_2} \sin \alpha_2^* \right) \right] - \frac{qS_4 R_2}{k^{*2} + 1} \left[e^{-2k^* \alpha_2} \sin \alpha_2^* (1 - k^{*2}) - 2k^* \left(e^{-2k^* \alpha_2} - e^{-k^* \alpha_2} \cos \alpha_2^* \right) \right]. \quad (30)$$

Робота осьового навантаження на першій вертикальній та першій криволінійній ділянках для даного типу профілю свердловини визначається аналогічно виразам (15) та (16) відповідно.

Визначаємо роботу крутного моменту:

– на другій криволінійній ділянці:

$$A_{M3}(S_3) = \frac{1}{C_{Д3}} \int_0^{S_3} M_3(S_3) dS_3 = M_0 \frac{S_3}{C_{Д3}} + \frac{nD^2 k^*}{4\nu_S} \frac{2qR_2}{1 + k^{*2}} \frac{R_3 \left(e^{-2k^* \alpha_2} - e^{-k^* \alpha_2} \cos(\alpha_2) \right) \left(e^{\frac{S_3 k^*}{R_3} - 1} \right)}{k^* C_{Д3}} - \frac{nD^2 k^*}{4\nu_S} \frac{\sin(\alpha_2) (k^{*2} + 1) \left[R_3 e^{-k^* \alpha_2} \left(1 - e^{\frac{S_3 k^*}{R_3}} \right) + S_3 k^* \right] (N_0 - ql) \left[R_3 e^{-2k^* \alpha_2} \left(1 - e^{\frac{S_3 k^*}{R_3}} \right) + S_3 k^* \right]}{2k^{*2} C_{Д3}} - \frac{(N_0 - ql) \left[R_3 e^{-2k^* \alpha_2} \left(1 - e^{\frac{S_3 k^*}{R_3}} \right) + S_3 k^* \right]}{k^{*2} C_{Д3}} + \frac{qR_3 e^{-k^* \alpha_2} \sin(\alpha_2) \left[R_3 + \left(S_3 k^* - R_3 \right) e^{\frac{S_3 k^*}{R_3}} \right]}{k^{*3} C_{Д3}} - \frac{qS_3^2 \sin(\alpha_2)}{2k^* C_{Д3}}; \quad (31)$$

– на другій вертикальній ділянці:

$$A_{M4}(S_4) = \frac{1}{C_{Д4}} \int_0^{S_4} M_4(S_3) dS_4 = M_0 \frac{S_4}{C_{Д4}} + \frac{nD^2 k^*}{4\nu_S} \left\{ \frac{2qR_2}{1 + k^{*2}} \left[\left(e^{-k^* \alpha_2} - \cos \alpha_2^* \right) e^{-k^* \alpha_2} + \frac{\sin \alpha_2^*}{2k^*} \left(1 + k^{*2} - (1 + k^{*2}) e^{-k^* \alpha_2} \right) \right] - \frac{1}{k^*} \left[(N_0 - ql) \left(1 - e^{-2k^* \alpha_2} \right) + qR_3 \sin \alpha_2^* \left(1 - e^{-k^* \alpha_2} \right) \right] \right\} \frac{S_4}{C_{Д4}}. \quad (32)$$

Робота крутного моменту на першій вертикальній та першій криволінійній ділянках для даного типу профілю свердловини визначається аналогічно виразам (18) та (19) відповідно.

Отримана сукупність аналітичних залежностей (15)-(20) та (29)-(32) є математичною моделлю визначення роботи осьових навантажень та крутних моментів, що діють на бури-

льну колону при бурінні відповідно похило-скерованої та S-подібної свердловини.

Графічна інтерпретація залежностей (15)-(20) та (29)-(32) проведена за промисловими даними буріння похило-скерованої №22 та S-подібної №9 свердловин Ольгівського родовища компанією “Куб-ГАЗ” (рис. 3, 4).

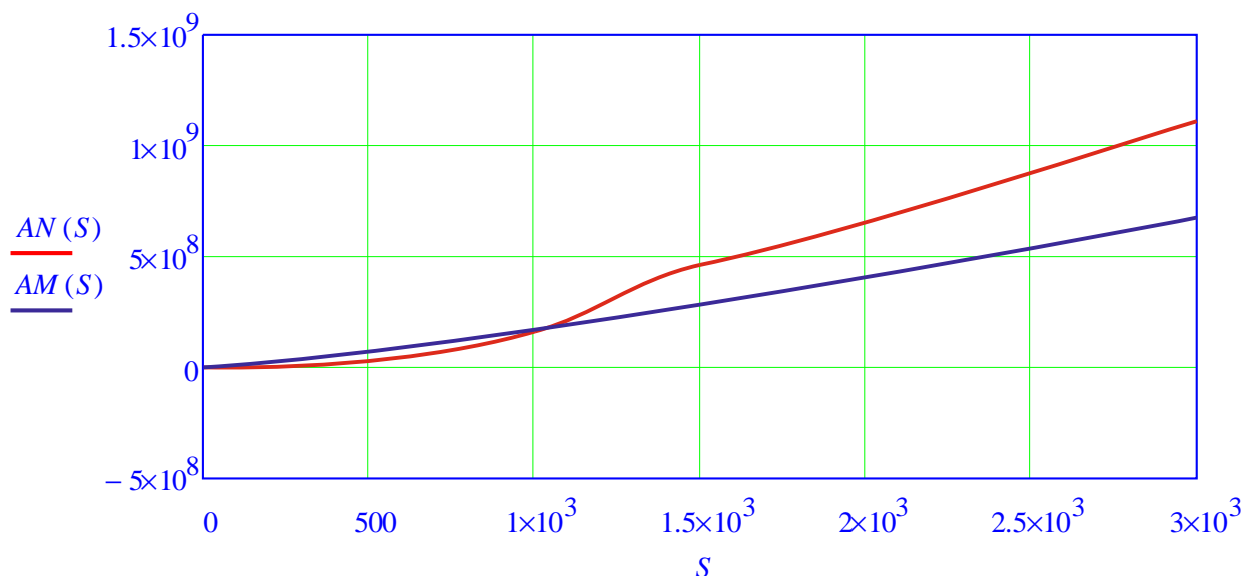


Рисунок 3 – Графіки робіт осевого навантаження та крутного моменту бурильної колони при бурінні похило-скерованої свердловини

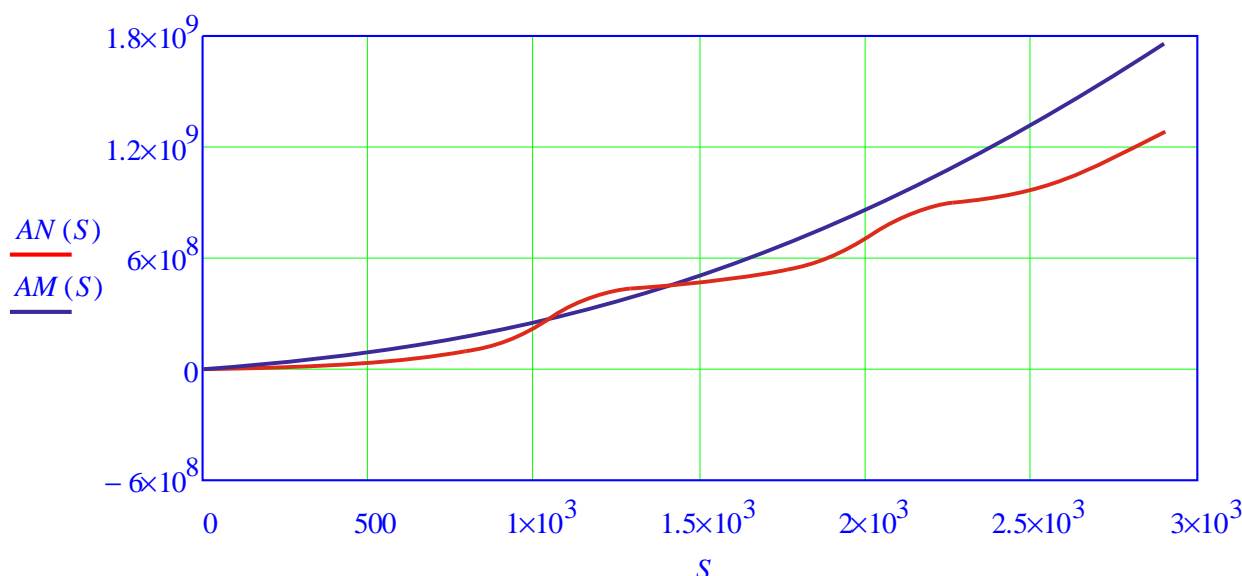


Рисунок 4 – Графіки робіт осевого навантаження та крутного моменту бурильної колони при бурінні S-подібної свердловини

За результатами досліджень встановлено, що при досягненні проектної глибини свердловини сумарна робота виконана осевим навантаженням та крутним моментом за час буріння бурильними колонами свердловин відповідно становлять:

для похило-скерованої
 $A_N(S) = 1,16 \cdot 10^9$ Дж і $A_M(S) = 6,68 \cdot 10^8$ Дж;
 для S-подібної

$A_N(S) = 1,33 \cdot 10^9$ Дж і $A_M(S) = 1,78 \cdot 10^9$ Дж.

Результати дослідження сумарних робіт вказують на те, що затрати механічної енергії на обертання бурильної колони при бурінні S-подібної свердловини у майже у 2,7 рази більші, ніж при бурінні похило-скерованої.

Висновки

В ході проведених досліджень режимних параметрів буріння проаналізовано функції осевого навантаження та крутного моменту, що діють на бурильну колону та встановлено можливість їх інтегрування в межах конкретних інтервалів свердловин. Шляхом інтегрування вказаних силових функцій встановлено аналітичні залежності для визначення величини механічної роботи, яка ними виконується при бурінні певних інтервалів свердловини. На основі промислових даних буріння свердловин №9 і №22 Ольгіївського родовища, проведено числові розрахунки зазначених параметрів для буріння похило-скерованої та S-подібної свердловини.

Завданням подальших досліджень є розв'язок та аналіз рівнянь енергетичного та потужнісного балансу з метою уточнення затрат механічної енергії на проштовхування та повертання бурильної колони та пошуку енергоощадних режимів її роботи. У цьому напрямку актуальними залишаються питання розроблення та реалізації математичних і числових моделей коливальних процесів бурильної колони при бурінні умовно-вертикальних, похило-скерованих та горизонтальних свердловин.

Література

- 1 Xiaohua Z., Liping T., Qiming Y. A Literature Review of Approaches for Stick-Slip Vibration Suppression in Oilwell Drillstring // *Advances in Mechanical Engineering*. 2015. Vol. 2014. P. 1–17. <https://doi.org/10.1155/2014/967952>
- 2 Pryhorovska T. Rock heterogeneity numerical simulation as a factor of drill bit instability // *Engineering Solid Mechanics*. 2018. Vol. 6. P. 315–330. <https://doi.org/10.5267/j.esm.2018.8.002>
- 3 Голосков Е.Г. Нестационарные колебания деформируемых систем / Голосков Е.Г., Филиппов А.П. – К.: Наукова думка, 1977. – 339 с.
- 4 Pukach P.Ya. On the unboundedness of a solution of the mixed problem for nonlinear evolution equation at a finite time // *Nonlinear Oscillations*. 2012. Vol. 14, Is. 3. Pp. 369–378.
- 5 Velichkovich A. S., Popadyuk I. I., Shopa V. M. Experimental study of shell flexible component for drilling vibration damping devices // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2011. Vol. 46. Issue 9–10. P. 518–524. <https://doi.org/10.1007/s10556-011-9370-9>
- 6 Сесюнин Н.А. Об изгибе весомого стержня в наклонной цилиндрической полости // *Изв. вузов. Нефть и газ*. – 1983. – №9. – С.22–25.
- 7 Ройзман В.П. О возможности создания безрезонансных конструкций, безкритических роторов и стержней, не теряющих устойчивости при сжатии // *Вибрации в технике и технологиях*. – 2015. – № 3 (79). – С. 38–43.
- 8 Velichkovich A. S. Design features of shell springs for drilling dampers // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2007. Vol. 43, Issue 7–8. P. 458–461. <https://doi.org/10.1007/s10556-007-0081-1>
- 9 Some aspects of design and application of inertial dampers / Dutkiewicz M., Gołębiewska I., Shatskyi I., Shopa V., Velychkovych A. // *MATEC Web of Conferences*, 178, 06010, 2018. <https://doi.org/10.1051/matecconf/201817806010>
- 10 Velichkovich A. S. Shock absorber for oilwell sucker-rod pumping unit // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2005. Vol. 41, Issue 9–10. P. 544–546. <https://doi.org/10.1007/s10556-006-0015-3>
- 11 Levchuk K. G. Engineering tools and technologies of freeing of the stuck metal drilling string // *Metallofizika i Noveishie Tekhnologii*. 2018. Vol. 40, Issue 1. P. 45–137. <https://doi.org/10.15407/mfint.40.01.0045>
- 12 Introduction to Rotor Dynamics. – http://www.springer.com/cda/content/document/cda_downloaddocument/9781447142393-c2.pdf?SGWID=0-0-45-1334803-p174512894.
- 13 A. T. Tadeo, K. L. Cavalca. A Comparison of Flexible Coupling Models for Updating in Rotating Machinery Response. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Sci. & Eng.* July-September 2003, Vol. XXV, No. 3 / 235. – www.scielo.br/pdf/jbsmse/v25n3/a04v25n3.pdf
- 14 Зиновьев В.А. Основы динамики машинных агрегатов [Текст] / В.А. Зиновьев, А.П. Бессонов. – М.: Машиностроение, 1964. – 239 с.
- 15 А.Е. Сароян. Теория и практика работы бурильной колонны. – М.: Недра, 1990. – 263 с.
- 16 Хегай В.К. Управление динамикой бурильной колонны в направленных скважинах. Автореф. дисс. на соиск. учен. степени док. техн. наук: спец. 25.00.15 – “Технология бурения и освоения скважин” / В.К.Хегай. – Ухта, 2005. – 45с.
- 17 Palmov V. A., Vetyukov Yu. M. Model for the bit-rock interaction analysis / In *Fifth International Workshop on nondestructive Testing and Computer Simulations in Science and Engineering*, Alexander I. Melker, Editor // *Proc. of SPIE, St. Petersburg, Russia*. 2002. Vol. 4627. Pp. 243–248.

Стаття надійшла до редакційної колегії
09.11.18

Рекомендована до друку
професором **Чудиком І.І.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук **Ставичним Є.М.**
(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)