

УДК 622.245

М. Є. Чернова, канд. техн. наук; **М. О. Бігун**

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна

ВПЛИВ НИЗЬКОЧАСТОТНИХ КОЛИВАНЬ НА ДИНАМІКУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

Розглянуто можливість урахування впливу низькочастотних коливних процесів, що виникають у бурильній колоні при бурінні свердловин, та зведення до мінімуму їх негативного впливу.

Ключові слова: буріння, свердловина, коливання.

В Україні з кожним роком зростають потреби у нафті та газі. У цьому зв'язку потребується збільшення об'ємів буріння глибоких геологорозвідувальних та експлуатаційних свердловин.

Великий теоретичний і практичний інтерес має дослідження процесів, що супроводжують будівництво похило скерованих свердловин (ПС) і горизонтальних (ГС). Підвищення ефективності буріння ПС і ГС залежить переважно від результатів теоретичних та експериментальних досліджень фізичних явищ, що супроводжують будівництво свердловин.

Під час буріння між долотом, що руйнує гірську породу у вибої, та джерелом енергії, що перебуває на денній поверхні, міститься бурильна колона великої довжини за малих поперечних перерізів, і це визначає динаміку роботи долота.

Отже, нині управління динамікою бурильної колоні, пов'язане з підвищенням ефективності буріння глибоких ПС і ГС шляхом мінімізації крутильних і поздовжніх низькочастотних коливань бурового інструменту, доволі актуальне.

З розвитком науки для оптимізації буріння вчені розробили і продовжують розробляти математичні моделі з використанням емпіричних залежностей, більшість яких базується на лабораторних дослідженнях, які, у свою чергу, далекі від реальних умов будівництва свердловин, і не можуть враховувати всіх особливостей буріння.

При розробленні методів прогнозування ефективності роботи породоруйнівного інструменту у вибої свердловини та виборі оптимальних режимів буріння зазвичай використовують емпіричні залежності, що взаємопов'язують показники відпрацювання долота з режимними параметрами, але не враховують механічних властивостей бурильної колоні. У цьому зв'язку доволі часто результати, отримані при застосуванні математичних моделей у вигляді аналітичних залежностей, не збігаються з результатами промислової практики. Навіть, за однакових вихідних умов результати не збігаються, а подекуди й суперечать один одному. Така ситуація є результатом неврахування взаємовпливу долота і бурильної колоні при руйнуванні породи у вибої свердловини, що й призводить до суперечності трактувань результатів досліджень закономірностей буріння нафтових і газових свердловин з усіма наслідками для теорії і практики. Невідповідність залежить також від граничних умов щодо меж застосування математичних залежностей, які використовують для прогнозування ефективності руйнування гірських порід та оптимізації режимів буріння.

При руйнуванні гірської породи шарошковими долотами в бурильній колоні виникають високочастотні та низькочастотні коливні процеси. За природою високочастотні коливання притаманні обертовому способу буріння, оскільки порода у вибої руйнується внаслідок періодичного впливу на неї зубців долота. Природа низькочастотних коливань набагато складніша, а тому мало вивчена, через що спостерігався лише їх негативний вплив на довговічність породоруйнівного інструменту та ефективність руйнування гірської породи. Це спричинило розробку різноманітних конструкцій наддолотних амортизаторів, які у кожному

конкретному випадку виконували роль фільтрів у вузькому діапазоні частот і не гасили широкого спектру низькочастотних коливань, що збурювалися в бурильній колоні, яка є складною механічною системою. Амортизатори змінювали лише амплітудно-частотну характеристику бурильної колони, внаслідок зсуву резонансних зон. Отже, застосування високовартісних амортизуючих засобів у більшості випадків не є ефективним вирішенням проблеми.

Останнім часом у науці спостерігається тенденція, що коли проблеми важко позбутися, певним способом її можна змусити працювати в потрібному руслі.

У певний спосіб підібране поєднання режимних параметрів, зокрема швидкості обертання інструменту і осьового навантаження на долото, може сприяти тому, що бурильна колона окрім основного призначення, відіграватиме роль амортизатора і не буде потреби застосовувати спеціальні пристрої для гасіння коливань.

З огляду на зазначене, насамперед слід підібрати такі математичні моделі, які при описуванні динаміки бурильної колони за її одночасного обертово-осьового переміщення під час будівництва ПС і ГС дадуть можливість аналізувати специфіку перебігу хвильових процесів в умовах саме ПС і ГС. Математична модель з обертового руху бурильної колони повинна враховувати, що в такому разі остання охоплює ділянки бурильних труб (БТ), обважнених бурильних труб (ОБТ) та обважнених бурильних труб змінної жорсткості (ОБТЗЖ) з подальшим її аналізом для встановлення умов розвитку коливних процесів та рівномірного обертання. Наступним етапом є уточнення меж розбиття ділянок зміни режимних параметрів на різні зони поведінки бурового інструменту, зокрема автоколивань і рівномірного обертового руху з метою вибору оптимальних режимних параметрів та виявлення меж застосування емпіричних залежностей напрацювання долота, отриманих у результаті експериментальних досліджень. Це сприятиме розв'язанню проблем підвищення ефективності руйнування гірської породи та динаміки бурового інструменту при будівництві ПС і ГС.

Відомі дослідження [1; 6] поширення хвильових фронтів у сферичних і циліндричних системах у середовищах без поглинання. У результаті досліджень виявили, що дисипація енергії в середовищі окрім повільного наростання амплітуди в біжучій хвилі, може спричинювати зміщення вузлів. Для досліджень можна застосовувати простий метод Дебая [5], але отримані при цьому вирази можуть дати велику похибку. Під цим оглядом для дослідження застосовували методику Зоммерфельда [6], в якій розглядається перерозподіл потенціальної енергії у вузлових зонах.

За коефіцієнтом поглинання γ , що входить у комплексне хвильове число $\aleph = k(1 - i\delta)$, де $\delta = \gamma/k$, $k = 2\pi/\lambda$, λ – довжина хвилі в середовищі, можна враховувати розподіл потенціальної енергії у вузлових зонах хвильового фронту. Для цього застосували рівняння енергії швидкості коливань типу:

$$\Phi = A \sum_{n=1}^{\infty} \varepsilon_n i^n \frac{\sin n\alpha_m}{n\alpha_m} J_n(\aleph r_0) \cos n\alpha_0, \quad (1)$$

де $A = \nu_0 \sqrt{\frac{2f}{\pi k}} \exp\left(\frac{i\pi}{4} - ikf\right)$; ν_0 – амплітуда швидкості коливань на віддалі f від центра кривизни поверхні; $\varepsilon_n = 1$ за $n = 0$ і $\varepsilon_n = 2$ за $n \neq 0$; $J_n(\aleph r_0)$ – функція Бесселя n -го порядку; α_m – кут розкриття циліндричного фронту (рис. 1); r_0 , α_0 – полярні координати точки спостереження з початком координат у центрі кривизни поверхні.

Обмежуючись в (1) квадратним наближенням за $\rho = kr_0$ і лінійним за δ , отримуємо:

$$J_0(\aleph r_0) = 1 - \frac{1}{4}\rho^2(1 - i2\delta), \quad (2)$$

$$J_1(\aleph r_0) = \frac{1}{2}\rho(1 - i\delta), \quad (3)$$

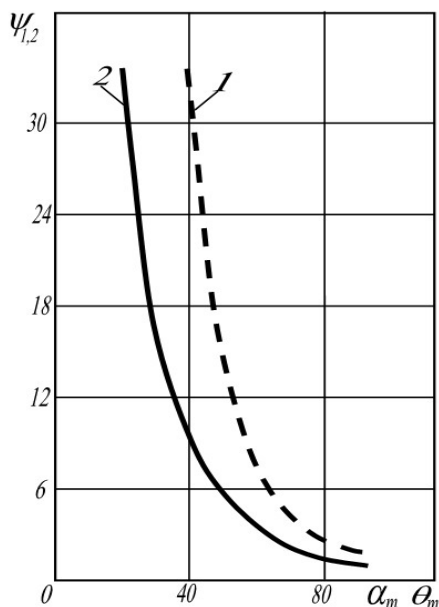


Рис. 2. Криві залежності зміщення вузлової зони від кута розкриття хвильового фронту

У зоні вузлів хвильового фронту потенціальна енергія може мати нульові значення в окремих точках зони вузлів і не перетворюватись на нуль в осьовій площині (у напрямку поширення хвилі) [1]. Разом з тим вираз (6) дає такий результат за якого потенціал може мати нульові значення вздовж замкненої лінії. За рівністю (6) зручно визначати форму, розміри і положення фронту вузлів у разі квадратичного наближення за ρ . За результатами застосування наведених рівнянь отримано висновок про те, що в дисипативних середовищах вузли хвильового фронту циліндричних систем зміщуються на величину z_1 , яка є пропорційною до коефіцієнта поглинання середовища. Рівність (7) можна подати у вигляді

$$z_1 = \beta \psi_1(\alpha_m), \quad (8)$$

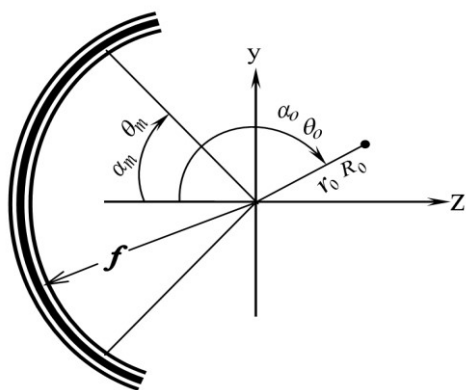


Рис. 1. Проекція фронту хвилі на площину

синуси їх розкладом в ряди з точністю до четвертого порядку, отримаємо

$$\psi_1(\alpha_m) = \frac{22,5}{\pi \alpha_m^4}, \quad (9)$$

тобто в циліндричних хвильових фронтах низької інтенсивності зміщення зони вузлів є обернено пропорційним четвертому ступеню кута розкриття. Важлива також зміна розмірів

$$J_2(\kappa r_0) = \frac{1}{8} \rho^2 (1 - i2\delta). \quad (4)$$

Застосувавши вирази (2)÷(4) до (1) можна отримати квадрат модуля потенціалу поля:

$$|\Phi|^2 = 1 - a_1 z^2 - a_2 y^2 + 2a_3 z - 1, \quad (5)$$

$$\text{де } a_1 = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\sin 2\alpha_m}{2\alpha_m} - 2 \frac{\sin^2 \alpha_m}{\alpha_m^2} \right);$$

$$a_2 = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\sin 2\alpha_m}{2\alpha_m} \right); \quad a_3 = \delta \frac{\sin \alpha_m}{\alpha_m}.$$

Узявши як граничні умови $|\Phi|^2 = 0$, отримуємо лінію, на якій інтенсивність поля дорівнює нулю, тобто

$$a_1 z^2 + a_2 y^2 - 2a_3 z - 1 = 0. \quad (6)$$

Як бачимо, це еліпс, зміщений щодо центра кривизни тіла на величину

$$z_1 = \frac{\delta \sin \alpha_m}{a_1 \alpha_m}. \quad (7)$$

$$\frac{\sin \alpha_m}{\alpha_m}$$

$$\text{де } \psi_1(\alpha_m) = \frac{\frac{\sin \alpha_m}{\alpha_m}}{\pi \left[1 + \frac{\sin 2\alpha_m}{2\alpha_m} - 2 \left(\frac{\sin \alpha_m}{\alpha_m} \right)^2 \right]}.$$

$\beta = \gamma\lambda$ – коефіцієнт поглинання на довжину хвилі; $1/\beta$ – віддаль, що виражається в довжині хвиль, на якій амплітуда хвилі зменшується в e разів.

Результати розрахунку за рівностями (6)–(8) показано на рис. 2 (крива 1), звідки доходимо висновку, що вузли хвильового фронту зміщуються значніше при зменшенні кута розкриття цього фронту.

За малих значень α_m , замінивши у (5)

вузлової області зі зміною α_m , що виявляється як у дисипативних середовищах так і недисипативних, причому в останньому центр вузлової області фронту збігається з геометричним центром кривизни поверхні (елемента БК) за довільних значень α_m .

Вплив поглинання в середовищі на хвильовий фронт сферичної форми базується на потенціалі швидкості такої хвилі, що має вигляд

$$\Phi = 2\pi B \int_0^{\theta_m} \exp(i\Re R_0 \cos \theta_0 \cos \theta) J_0(\Re R_0 \sin \theta_0 \sin \theta) \sin \theta d\theta, \quad (10)$$

де $B = \left(\frac{v_0 f}{2\pi}\right) \exp(-ikf)$; θ_m – кут розкриття хвильового фронту (як і для фронту циліндричної системи); R_0, θ_0 – сферичні координати точки спостереження з початком координат (полюсом) у центрі кривизни поверхні (елемента БК).

Задаючи підінтегральний вираз (10) у вигляді рядів та обмежившись квадратними членами для ρ і лінійними для δ одержимо

$$\begin{aligned} \exp(i\Re R_0 \cos \theta_0 \cos \theta) &\approx \\ &\approx 1 + \rho \cos \theta_0 (i + \delta) \cos \theta + \frac{1}{2} \rho^2 \cos^2 \theta_0 (i2\delta - 1) \cos^2 \theta, \end{aligned} \quad (11)$$

$$J_0(\Re R_0 \sin \theta_0 \sin \theta) \approx 1 + \frac{1}{4} \rho^2 \sin^2 \theta_0 (i2\delta - 1) \sin^2 \theta. \quad (12)$$

Підставивши ряди (11)–(12) у (10), інтегруючи та підносячи до квадрату, отримаємо

$$\Phi^2 = B^2 \Omega^2 [1 - a_1(x^2 + y^2) + a_2 z^2 + 2a_3 z], \quad (13)$$

де $\Omega = 2\pi(1 - \cos \theta_m)$ – тілесний кут розкриття сферичного фронту;

$$a_1 = \frac{1}{3} - \frac{1}{6} \cos \theta_m (1 + \cos \theta_m); \quad a_2 = \frac{1}{12} (1 - \cos \theta_m)^2; \quad a_3 = \delta (1 + \cos \theta_m); \quad x^2 + y^2 + z^2 = \rho^2; \quad z = \rho \cos \theta_0.$$

Форму і розмір сферичного хвильового фронту визначаємо з умови $\Phi^2 = 0$, тобто

$$a_1(x^2 + y^2) + a_2 z^2 - 2a_3 z - 1 = 0. \quad (14)$$

Це рівняння еліпсоїда, зміщеного щодо центра кривизни поверхні на величину

$$z_2 = \beta \psi_2(\theta_m), \quad (15)$$

$$\text{де} \quad \psi_2(\theta_m) = \frac{\sigma}{2\pi} \frac{1 + \cos \theta_m}{(1 - \cos \theta_m)^2}.$$

У такому наближенні зміщення z_2 прямо пропорційне поглинанню на довжину хвилі β . Крива 2 на рис. 2 – це графік функції $\psi_2(\theta_m)$, з якого випливає, що зміщення центра кривизни хвилі z_2 збільшується за зменшення кута розкриття θ_m . Як і в разі циліндричного фронту, це зміщення зумовлено дисипацією енергії в середовищі і відсутнє за умови $\beta = 0$. За малих кутів розкриття

$$\psi_2(\theta_m) = \frac{12}{\pi} \frac{1}{\theta_m^2}, \quad (16)$$

тобто зміщення центра кривизни хвилі обернено пропорційне квадрату кута розкриття фронту хвилі.

Із застосуванням математичної моделі з можливістю таких розрахунків отримали картину поширення хвильових фронтів у кожному з елементів компоновки низу бурильної колони. Оскільки зміщуються центри кривизни фронту хвилі z у кожний наступний момент часу, зміщуються й максимальні значення амплітуди низькочастотних коливань, від яких залежить значення потенціальної (і повної) енергії цих коливань. У свою чергу, це спричинює накладання циліндричних хвиль в кожному окремо взятому елементі компоновки низу бурильної колони,

для якого фронт хвилі має свою конфігурацію. З урахуванням швидкості поширення низькочастотних коливань у тілі елементів КНБК, було встановлено межі зміщення z , які становлять $(0,4-0,6)\lambda$. У такому разі потік енергії коливань, що переноситься вздовж тіла КНБК, зазнає загасань ще до межі переходу між ділянками цих елементів.

Таким чином, встановивши зв'язок між механічними характеристиками бурильної колони і режимними параметрами, що небезпечні з позицій виникнення низькочастотних коливань, слід підбирати компоновку низу бурильної колони, осьове навантаження і швидкість обертання бурильної колони так, щоб звести до мінімуму негативний вплив низькочастотних коливань, які виникають при бурінні свердловини, через що енергія, що йде на підтримання коливного процесу, спрямовуватиметься на руйнування гірської породи. Разом з тим відсутність низькочастотних вібрацій позитивно впливає на роботу бурильної колони загалом і сприяє підвищенню довговічності як елементів КНБК, так і їх різьбових з'єднань.

Отже, за допомогою математичних моделей динаміки бурильної колони при бурінні ПС і ГС можна отримати інформацію про зусилля, що виникають у вздовж бурильної колони. Це сприяє уточненню міцнісних характеристик, осьового навантаження на долото, крутного моменту для обертання бурильної колони з урахуванням коливних низькочастотних процесів, що виникають при бурінні свердловини в таких гірничо-геологічних умовах.

Рассмотрена возможность учитывания влияния низкочастотных колебательных процессов, возникающих в бурильной колонне при бурении скважин, и сведения к минимуму их негативного воздействия.

Ключевые слова: бурение, скважина, колебания.

During drilling process, between the drilling bit that ruins the rock in the bottom-hole and energy source located on the ground surface is the drillstring that has certain length and small cross cuts that define dynamics of the drilling bit work.

Nowadays, along with development of science, for optimization of drilling processes were developed and continue to be elaborated mathematical models that use empirical dependencies based mainly on laboratory data which are very far away from the real conditions of well construction and fail to take into account all the peculiarities of this process.

Thus, management of the drillstring dynamics related to increase of effectiveness of deep directional and horizontal wells drilling process through minimization of torsional and longitudinal low frequency vibrations of drilling instrument is a matter of topical interest nowadays.

Key words: drilling, well, vibrations.

Література

1. Каневский О. И. Некоторые особенности поведения сходящихся волновых фронтов в диссипативных средах. – М.: Акустический журн. – 1983. – Вып. 4. – Т. 35. – С. 354–358.
2. Розенберг Л. Д. Колебательные системы – М.: Изд. АН СССР, 1981. – 375 с.
3. Тартаковский Б. Г. О дифракции низкочастотных волн в сходящихся пучках. – М.: Акустический журн., 1985. – Вып. 1. – Т. 43. – С. 152–160.
4. Каневский О. И. Исследование структуры цилиндрического концентратора волн – М.: Акустический журн., 1981. – Вып. 7. – Т. 39. – С. 94–106.
5. Каневский И. Н., Гизенберг Л. О. Расчет волнового поля в фокальной области цилиндрической системы. – М.: Акустический журн., 1987. – Вып. 5. – Т. 21. – С. 148–167.
6. Зоммерфельд А. Колебания и волны. – М.: Наука, 1987. – 128 с.

Поступила 27.06.13