

Оцінка надійності елементів бурильної колони з урахуванням імовірнісних динамічних змінних навантажень

© **П.І. Огородніков**
д-р техн. наук
ogorodnikov@mail.ru
МНТУ

В.М. Світлицький
д-р техн. наук
svetlitsky@i.ua
ТОВ «Нафтогазовий
центр»

О.О. Іванків
канд. техн. наук
43yalo@gmail.com
ТОВ «Актуальні
нафтогазові технології»

А.Я. Польовий
ПрАТ «Нафтогазвидобування»
polevoy_a_@ukr.net
«ДТЕК», м. Полтава

Зроблено оцінку надійності елементів бурильної колони з урахуванням імовірнісних динамічних змінних навантажень. Показано, що оцінити довговічність того чи іншого елемента колони за ймовірних коливань можна після визначення середньоквадратичного напруження наступного розрахунку, еквівалентного по відношенню до втомної міцності напруження за суто гармонічного навантаження елементів бурильної колони.

Ключові слова: надійність, елементи, бурильна колона, імовірнісні, динамічні, змінні навантаження.

Произведена оценка надежности элементов бурильной колонны с учетом вероятностных динамических переменных нагрузок. Показано, что оценить долговечность того или иного элемента колонны при вероятных колебаниях можно в ходе определения среднеквадратичного напряжения последующего расчета, эквивалентного по отношению к усталостной прочности напряжения при чисто гармоничной нагрузке элементов бурильной колонны.

Ключевые слова: надежность, элементы, бурильная колонна, вероятностные, динамические, переменные нагрузки.

There was made an evaluation of reliability of the elements of drill string elements considering stochastic dynamic variable loads. It is shown that evaluation of the durability of a particular element of the string with possible vibrations is possible after determining the RMS stress of subsequent calculation, equivalent in relation to fatigue stress for purely harmonic load of drill string elements.

Key words: reliability, elements, drill string, stochastic, dynamic, variable load.

УДК 276.24.053

Навантаження, які діють на елементи бурильної колони, носять, як правило, випадковий характер. Характерні динамічні навантаження для бурильної колони в силу їх природи є імовірнісними функціями часу. Загально визнаним є те, що теоретичні дослідження і розробку практичних методів розрахунку конструкцій на ці навантаження мають виконувати на основі випадкових методів розрахунку, в основі яких лежить теорія випадкових процесів.

Джерелом випадкових коливань, як правило, є зовнішні примусові сили, що діють на елементи колони і носять також випадковий характер. Їх зміна у багатьох випадках може бути описана як випадковий процес із використанням теорії випадкових коливань [1,2].

Результати проведених досліджень коливань елементів бурильної колони довели, що вони, в основному, носять випадковий характер [3, 4]. Випадкові коливання виникають також і під дією гідродинамічних навантажень, обумовлених потоком промивального розчину, коли через збурення коливань у розчині зміна його тиску не є регулярною в часі. Результати дослідження вібрацій бурильної колони в процесі буріння і в стендових умовах показують, що вібрації можна вважати стаціонарними випадковими процесами.

Отже, для того, щоб оцінити надійність тієї чи іншої конструкції бурильної колони та її елементів залежно

від способу буріння, необхідно встановити детерміновані або статистичні характеристики, які б відповідали повному виходу із ладу елементів колони, а насамперед долота, або появі залишкових деформацій або границі пружності (характеристики, які визначають властивості матеріалу). Цими характеристиками можуть бути напруження, сили, деформації тощо. Потім імовірнісними методами досліджують бурильну колону як механічну систему і визначають функції розподілення (напруження, сили, деформації тощо) та її параметри.

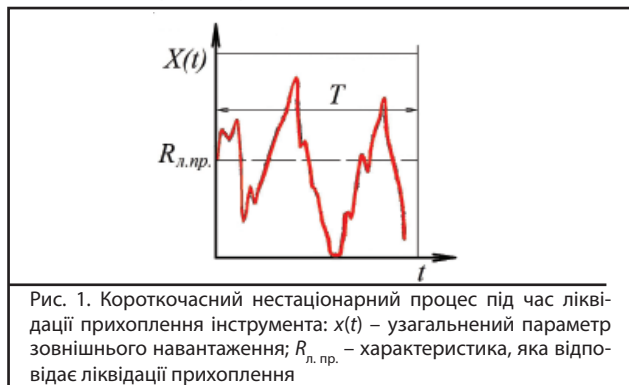
Необхідно зазначити, що надалі для породоруйнівного інструмента відмовою будемо вважати нездатність виконувати покладені на нього функції руйнування породи вибою.

Для бурильної колони зовнішні збурення є стаціонарними або нестационарними випадковими процесами. При цьому поведінка системи бурильної колони та її елементів за таких збурень і накопичення пошкоджень буде також випадковим процесом, що потребує розгляду конструкції на рівні випадкових процесів.

Для оцінки надійності бурильної колони та її елементів, що здатні до випадкових у часі навантажень, виділено три типи задач [5].

По-перше, це задачі розрахунку конструкцій бурильних колон під час ліквідації її прихоплень ударни-

ми пристроями, що пов'язано зі стаціонарними випадковими навантаженнями з високим рівнем напружень. У ході розгляду таких задач головним є питання про пошук імовірності $P\left(x > \frac{x_0}{T}\right)$ хоча б одноразового досягнення стаціонарного стану за час T , якщо реалізується випадковий процес (рис. 1).



По-друге, це задача про накопичення залишкових деформацій в елементах колони (конструкціях), які знаходяться під дією випадкових навантажень. При цьому припускаємо, що перевантаження, наприклад зміна режимів буріння в процесі поглиблення свердловини, можуть перевищувати або досягати повного руйнування елементів конструкції бурильної колони. Це передусім стосується шарошкових доліт їх елементів. У цьому випадку основним є питання про визначення функції розподілу імовірності для залишкових деформацій до кінця визначеного інтервалу T , наприклад часу відробки шарошкового долота.

Ці задачі є типовими для різних геолого-технічних умов буріння та для різних способів буріння і конструкцій низу бурильної колони (КНБК).

По-третє, це задачі про втомне руйнування елементів бурильної колони, навантажених стаціонарними випадковими силами. У цих випадках виключається перевантаження за межею пружності і конструкція виходить із ладу внаслідок розвитку втомних тріщин.

Вищезазначені задачі може бути вирішено із застосуванням методів теорії викидів випадкових процесів (рис. 2).



Аналіз вібрацій бурильної колони на основі теорії випадкових коливань у цілому ряді випадків дає змогу підвищити достовірність визначення вібраційної надійності елементів бурильної колони.

Для аналізу випадкових вібрацій елементів бурильної колони результативним є застосування спектрального методу опису стаціонарних випадкових процесів. Для стаціонарного випадкового процесу суттєву роль

відіграє розподіл потужності за частотами вібрацій [6]. В основу спектрального методу опису стаціонарних випадкових процесів покладено спектральні характеристики вібрацій як випадкових процесів.

Однією з таких характеристик є кореляційна функція випадкової $Y(t)$, яка змінюється зі зміною режимів буріння і має властивості парності:

$$R_{Y_j Y_k}(0) = \overline{Y_j^2}(t). \quad (1)$$

Можна припустити, що вона може бути представлена за допомогою косинус-перетворення Фур'є

$$R_{YY}(\tau) = \int_0^{\infty} \Phi_{YY}(\omega) \cos \omega \tau d\omega. \quad (2)$$

Ураховуючи, що для стаціонарного випадкового процесу

$$R_{YY}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} y(t)y(t + \tau) dt, \quad (3)$$

отримаємо:

$$\overline{Y^2}(t) = \int_0^{\infty} \Phi_{YY}(\omega) d\omega, \quad (4)$$

де $\overline{Y^2}(t)$ – величина, що пропорційна потужності випадкового процесу; $\Phi_{YY}(\omega)$ – спектральна потужність (спектральна густина) енергії процесу.

Практичне визначення спектральної густини процесів випадкових вібрацій бурильної колони зводиться до визначення кореляційної функції за експериментально отриманими реалізаціями і виконаннями перетворень Фур'є.

Враховуючи те, що між вібраціями бурильної колони та її елементами є достатньо точний зв'язок із переміщеннями або віброшвидкістю, які вимірюються як на трубах, так і на її пружних вузлах (амортизатори, підсилювачі навантаження тощо) та подаються як критерії напруження як у самій колоні, так і в її елементах, за допомогою наведених нижче співвідношень можна знайти функцію розподілу амплітуд циклів напруження під час вібрацій бурильної колони та її елементів:

$$A(t) = y^2(t) + \frac{y^2(t)}{\omega_0^2}. \quad (5)$$

Одномірну густину імовірності $A(t)$ підпорядковано закону розподілу Релея:

$$P = e^{-\frac{y_0^2}{2\sigma^2}},$$

де y_0 – пікове значення деформацій (прогинів, поздовжніх переміщень) елементів бурильної колони, яке викликане випадковими збуреннями вібрацій.

Передавальну функцію $H(\omega, z)$ будемо використовувати, згідно з [6], у вигляді розкладу за власними функціями консервативної системи (бурильна колона без врахування демпфування):

$$H(\omega, z) = H_1(\omega)H_2(z) = \sum_{k=1}^N C_k(\omega) y_k(z), \quad (6)$$

де $C_k(\omega)$ – коефіцієнт розкладу; $y_k(z)$ – власні функції – форми коливань бурильної колони; $k=1, 2, \dots, n$.

Такий вигляд функції $H(\omega, z)$ можливий для прямолінійної колони для дослідження повздовжніх і крутних коливань, які здебільшого генерує породоруйнівний інструмент (долото).

Під час визначення різних критеріїв несправності елементів бурильної колони в умовах випадкових вібрацій співвідношення (6) дає змогу розглядати реакцію бурильної колони, кожного її елемента та власну форму окремо.

Напруженість у кожній формі в її перерізах визначимо за допомогою виразу:

$$\sigma_k = \frac{ED}{2} C_k(\omega) \frac{\partial y_k(z)}{\partial z^2}, \quad (7)$$

де D – зовнішній діаметр труби.

Сумарне напруження в елементах бурильної колони за випадкових коливань дорівнює [7]

$$\overline{\sigma^2}(z) = \sum_{k=1}^N \overline{\sigma_k^2}. \quad (8)$$

Акустичне поле коливань обумовлене поздовжніми і крутними переміщеннями шарошкового долота при взаємодії його з вибоєм у процесі заглиблення свердловини як джерела коливань (генератор коливань долото-вибій), воно створює прямі і зворотні хвилі, які розповсюджуються від вибою по бурильній колоні і зазнають затухання у процесі свого руху. Унаслідок затухання, яке можна вважати пропорційним частоті коливань та яке починається з деякого $\omega = \omega_{кр}$, зворотні хвилі відбиваються від елементів бурильної колони (амортизаторів, спеціальних пристроїв регулювання навантаження на долото тощо) і долота, у багатьох випадках вони будуть затухати таким чином, що не дійдуть до долота (вибою). Значення частоти $\omega_{кр}$ визначимо з таких припущень. Хай імпульс збурення від долота, поздовжніх чи крутних коливань затухає під час їх руху вздовж бурильної колони

$$A(z) = A_0 e^{-mz}, \quad (9)$$

де A_0 – амплітуда повздовжніх (крутних) переміщень шарошкового долота у перерізі z ; m – коефіцієнт затухання.

Відстань від долота L як джерела збурення до перерізу, у якому встановлено амортизатор або інший елемент, що має відбивальні здатності (хвилевий відбивач, регулятор навантаження на долото) та де виникає відбиття прямої хвилі, імпульс проходить за час $\tau = \frac{L}{c}$ (c – швидкість пружної хвилі). У цю відстань вкладається $n = \frac{2\tau}{T}$ напівхвиль із частотою $\omega = \frac{2\pi n}{T}$, де n – ціле число. Враховуючи, що $\frac{L}{c} = \frac{n\pi}{\omega}$, отримаємо:

$$\omega = \frac{n\pi c}{L}. \quad (10)$$

За один період коливань амплітуда імпульсу зменшиться на величину

$$\Delta A = A_0(1 - e^{-m\lambda}), \quad (11)$$

де $\lambda = \frac{2\pi c}{\omega}$ – довжина хвилі збурення із частотою ω .

Використовуючи положення роботи [6] за умови повного затухання збурення на довжині L після перетворень можна визначити $\omega_{кр}$:

$$\omega_{кр} = \frac{\pi c}{L} \frac{1}{(1 - e^{-m\lambda})}. \quad (12)$$

Список використаних джерел

1. **Винер Н.** Нелинейные задачи в теории случайных процессов: Пер. с англ. / Н. Винер. – М.: Изд-во иностр. литры, 1961. – 159 с.
2. **Гнеденко Б.В.** Математические методы в теории надежности / Б.В. Гнеденко, Ю.К. Беляев, А.Д. Соловьев. – М.: Наука, 1965. – 524 с.
3. **Огородников П.И.** Управление углублением скважины на базе изучения динамических процессов в бурильной колонне: дис. докт. техн. наук / Петр Иванович Огородников. – М.: МИНХ и ГП им. акад. И.М. Губкина, 1991. – 421 с.
4. **Огородников П.И.** Исследование и разработка методики применения разных типов амортизаторов при бурении скважин на месторождениях объединения «Укрнефть» //

Дисперсію згідно з [7] запишемо:

$$D_j(z) = D_j^{(1)}(z) + D_j^{(2)}(z), \quad (13)$$

де $D_j^{(1)}(z)$ – дисперсія, яка обумовлена акустичними коливаннями; $D_j^{(2)}(z)$ – дисперсія, яка обумовлена флуктуаціями кількості руху в матеріалі колони.

Отже, для $\omega > \omega_{кр}$ функція $D_j^{(1)}(z)$ буде зменшуватися ($z_j - z$). Функція, яка характеризує енергію коливань, обумовлена не акустичним полем, а взаємодією долота з вибоєм, яке і є одним із генераторів коливань бурильної колони та її елементів.

Таким чином, можна стверджувати, що з віддаленням від вибою (долота) як джерела збурення сумарна дисперсія $D_j(z)$ буде зменшувальною функцією координати $\Delta z = z_j - z$, при цьому чим більше значення частоти ω , тим інтенсивніше відбувається зменшення $D_j(z)$.

Спектр коливань бурильної колони під час руху шарошок долота по вибою з частотою ω у довільній точці колони j як детермінованих збурень дорівнює:

$$S_j(\omega) = F_j(\omega) Y_{ij}(\omega), \quad (14)$$

де $S_j(\omega)$ – спектр коливань у точці j ; $F_j(\omega)$ – спектр збурень, який генерує долото як джерело коливань, що розташоване на торці колони j ; $Y_{ij}(\omega)$ – передавальна функція.

Якщо вважати зубкові коливання долота випадковими, то необхідно використовувати густину потужності або дисперсії реакції долота і збурень під час його роботи на вибої.

Висновки

Під час дії на бурильну колону як механічну систему з широким спектром коливань у процесі поглиблення вибою в умовах випадкових збурень у ній виникають багато власних форм коливань, при цьому спектр частот, який відповідає цим формам, буде дуже щільним.

У ході дослідження статистичної динаміки бурильної колони як системи з розподіленими параметрами виникає питання, пов'язане з урахуванням просторової кореляції (і не тільки часової) навантаження, яка діє у різних точках системи.

Ці характеристики можуть служити основою для нормування коливань, які виникають під час роботи долота на вибої, при цьому спектр коливань розраховується із використанням мінімального коефіцієнта демпфування з урахуванням навантажень іншого походження (сигнальні коливання бурильної колони, дисбаланс елементів колони тощо).

Оцінити довговічність кожного елемента колони за імовірних коливань можна після визначення середньоквадратичного напруження наступного розрахунку, еквівалентного у відношенні до втомної міцності напруження за суто гармонічного навантаження елементів бурильної колони.

Отчет по хоз. дог. теме № 41/81, пер. № гос. рег. 01.830031415 / П.И.Огородников, В.Ф. Плисака, М.В. Омелянченко [и др.]. – Ивано-Франковск, 1985.

5. **Николаенко Н.А.** Вероятностные методы динамического расчета машиностроительных конструкций / Н.А. Николаенко. – М.: Машиностроение, 1967. – 367 с.
6. **Самарин А.А.** Вибрации трубопроводов, энергетических установок и методы их устранения / А.А. Самарин. – М.: Энергия, 1979. – 286 с.
7. **Случайные колебания** [Текст] / пер. с англ. М.З. Коловского [и др.], под ред. [и с предисл.] А.А. Первозванского; ред. С. Кренделл. – М.: Мир, 1967. – 356 с.