

УДК 622.248.5

Огородніков П.І., Світлицький В.М., Малярчук Б.М.

ПРОЕКТУВАННЯ НАДДОЛОТНОГО АМОРТИЗАТОРА ДЛЯ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ, ЯК БАГАТОРЕЗОНАНСНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

Вступ

Одним із шляхів рішення задачі підвищення видобутку нафти і газу являється вдосконалення технології буріння свердловин і підвищення показників роботи доліт при забезпеченні захисту бурильної колони від дії вібрацій.

Як показує досвід буріння, при цьому зменшується число аварій, зменшується вартість метра поглиблення свердловини. Різноманітність геологічних, технологічних і других умов, привело до розробки і застосування в нашій державі і загроюницею великої кількості віброзахисних пристроїв.

Теоретичні і промислові дослідження визначили зв'язок основних джерел виникнення коливальних долом з вібраціями бурильної колони [1,2,3]. Було показано, що на збурення і підтримку вібрацій витрачається значна енергія, яка частково розсіюється, а частково повертається до долота і створює додаткове динамічне навантаження на вибій. При визначених параметрах динамічні навантаження стають причиною зменшення довговічності бурового інструменту.

Ефективність застосування бурових амортизаторів, в конструкції якої пружній елемент включає резинометалеві елементи достатньо добре досліджені [4,5].

Однак при дослідженнях на бурильну колону описувалось синусоїдальним переміщенням. Бурильна колона представляє собою багаторезонансну механічну систему і в амортизаторах виникають резонанси з стоячими хвилями, ефективність амортизатора в високочастотному діапазоні цих резонансних частот сильно падає.

В більшості практичних випадків, які відносяться до віброзахисту, висока точність рішення непотрібна, доцільно розробити наближений, але простий підхід до рішення, направлений на створення достатньо ефективних бурових амортизаторів.

В подальшому для оцінки роботоздатності амортизаторів, з точки зору віброзахисту, в високочастотному діапазоні пропонується використати нижню границю ефективності амортизатора [6] в цьому діапазоні.

Виходячи із підвищення цієї нижньої границі ефективності в роботі проаналізовані можливості вдосконалення характеристик, шляхом покращення звичайного підходу до розрахунку амортизатора при умові, що бурильна колона, яка має в більшій мірі інерційні властивості.

В подальшому розглядається передача вібрацій тільки в одному напрямку – подовжні або крутні коливання.

Аналіз

Ефективність E – амортизатора, який ізолює колону бурильних труб від важкого низу або долота, визначається як відношення амплітуди коливальних бурильної колони без амортизатора і амплітуди її коливальних при установці амортизатора.

В загальному випадку, при врахуванні багаторезонансних частин інструмента розділеного амортизатора, величину E визначаємо по формулі [7]:

$$E = ch\gamma L + \frac{Z_c^2 + Z_m Z_f}{Z_c (Z_m + Z_f)} sh\gamma L, \quad (1)$$

де $Z_m = R_m + jX_m, Z_f = R_f + jX_f$. – вхідні імпеданси відповідно над і під амортизаторних частин бурильної колони; $Z_c = \rho c A$ – характеристичний імпеданс амортизатора: $\gamma = \alpha + j\beta = \left(\frac{\omega}{c}\right) \left(\frac{\eta}{2} + j\right)$ – комплексна постійна розповсюдження вібрацій в амортизаторі: ρ, c, A, L і η – густина, фазова швидкість, площа, поперечного перерізу, довжина і коефіцієнт демпфування амортизатора.

Необхідно відмітити, що в більшості випадків, хоч рівняння (1) має просту форму, воно не дозволяє отримати аналітичне рішення, в зв'язку з тим, що Z_m і Z_f як правило в замкнутому вигляді не виражається.

Реальна бурильна колона представляє собою багаторезонансну систему не ідеальну і неоднорідну. Картина вібраційного зв'язку між різними фізичними елементами, а також зв'язок між степенями вільності, які приймають участь в русі, в процесі поглиблення свердловини достатньо складна. Виходячи з цього визначення імпедансів Z_m і Z_f в реальних умовах являється складною задачею.

Безпосередній замір імпедансів в потрібному діапазоні частот з урахуванням зміни довжини колони труб при поглибленні свердловини, задача яку рішення з допомогою апаратури неможливо. Тому для визначення імпедансів Z_m і Z_f необхідно користуватись аналітичними методами їх визначення в частотному діапазоні який диктують техніко-геологічні умови буріння.

Рівняння (1) може дати лише числове рішення за умови що Z_m і Z_f задаються разом зі значеннями других параметрів. По суті це не вирішує питання про те, яким чином підвищити ефективність амортизатора в частотному діапазоні пов'язаному з режимами буріння, конструкцією КНБК і зміною глибини свердловини, де Z_m і Z_f змінюються нерегулярним чином.

Використовуючи нижню границю ефективності амортизатора в частотному діапазоні, які охоплюють конструкційні резонанси надамортизаторну і підамортизаторну частину бурильної колони можна обійти труднощі з нерегулярною зміною Z_m і Z_f . Ця нижня границя використовується в якості критерію оцінки роботоздатності бурового амортизатора при удосконаленні його конструкції відповідно вибраного КНБК.

Для визначення Z_m і Z_f можна скористатись математичною моделлю запропонованої в роботі [8] побудова якої основана на послідовному з'єднанні однорідних трубчатих секцій з включеними зосередженими елементами - пружних еластичних амортизаторів, центруючих елементів та ін. включених між секціями. Кожна секція являється акустичним навантаженням для сусідньої, при цьому нарощування секцій починається від долота в верх. В зв'язку з тим, що повторяються етапи розрахунків при переході від секції до секції є можливість застосування узагальненого блоку моделі, який представляє собою комбінацію можливих зосереджених і розподілених елементів по умові конкретної задачі.

Так, наприклад, при динамічному збуренні від долота F_g імпеданс входу системи отримаємо в вигляді

$$Z = w'_0 cth(\gamma L_1 - \theta), \quad (2)$$

де w'_0 – хвильовий опір стрижня; γ – постійна розповсюдження; θ – фазовий кут, який враховує кінцеве навантаження – неузгодженість між w'_0 і Z_B (імпеданс сусіднього блоку).

Нарощування наступного блоку (ділянки) виконується за допомогою переписування параметрів попереднього блоку.

В результаті отримуємо імпеданси входу бурильної колони, надамортизаторної і підамортизаторної частин.

$$Z_{ex} = R_{ex} + jX_{ex}, \quad (3)$$

де R_{ex} – активна складова імпедансу; X_{ex} – реактивна складова імпедансу.

На рис. 1 представлена схема бурильної колони при роторному способі буріння і наявності в компоновці еластичного амортизатора.

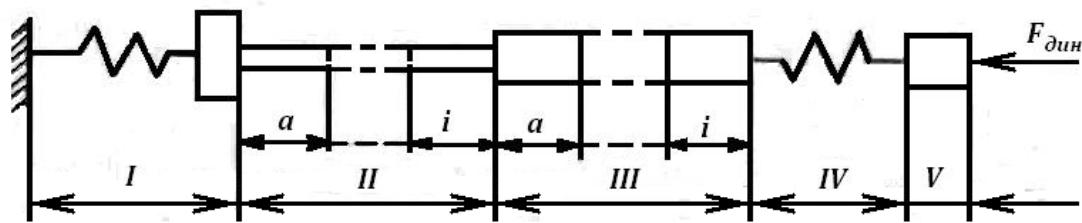


Рисунок 1 – Схема бурильної колони:

I – талева система; II – секції бурильних труб; III – секція ОБТ; IV – амортизатор, V – підамортизаторна ОБТ

На рис. 2 представлена динамічна характеристика входу бурильної колони, яка розрахована по запропонованій моделі бурильної колони, що дає можливість визначити аналітично Z_m і Z_f .

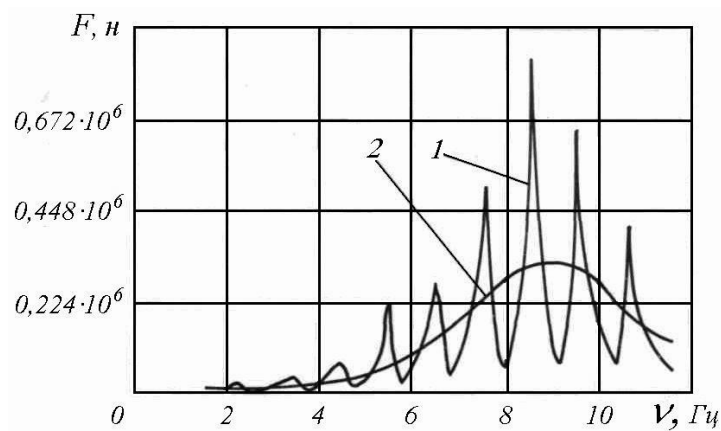


Рисунок 2 – Динамічна характеристика входу бурильної колони:

1 – з врахуванням дивіації бурильних труб;
2 – апроксимація кривої 1 за методом найменших квадратів

Як показують розрахунки, максимум обумовлений довжиною ОБТ, гармоніки дивіації обумовлені впливом секції СБТ – сталених бурильних труб.

Після ряду перетворень з рівняння (1) E може бути представлено

$$|E| = \left[(a^2 + b^2 + 1) \operatorname{sh}^2 \alpha L + a \operatorname{sh} 2\alpha L + a^2 \sin^2 \beta L + (\cos \beta L - b \sin \beta L)^2 \right]^{1/2}, \quad (4)$$

де $a = \frac{R_m (|Z_f|^2 + Z_c^2) + R_f (|Z_m|^2 + Z_c^2)}{Z_c |Z_m + Z_f|^2}$; $b = \frac{X_m (|Z_f|^2 - Z_c^2) + X_f (|Z_m|^2 - Z_c^2)}{Z_c |Z_m + Z_f|^2}$; α – постійна зсуву фаз; β – постійна затухання.

Використовуючи в подальшому методику аналітичного дослідження роботи [6] знаходимо спочатку мінімум $|E|$. Розглядаючи $|E|^2$ як функцію двох змінних b і βL , з умовою, що $\operatorname{sh} \alpha L$ повільно змінюються з частотою (можна рахувати тимчасово постійним) після ряду перетворень і підстановок отримаємо нижню границю ефективності E

$$\check{E} = \begin{cases} \operatorname{sh} \alpha L + \check{a} \operatorname{ch} \alpha L, & \text{якщо } \check{a} < \operatorname{th} \alpha L, \\ \left(2 \check{a} \operatorname{sh} 2\alpha L \right)^{1/2}, & \text{якщо } \operatorname{th} \alpha L \leq \check{a} \leq \operatorname{cth} \alpha L, \\ \operatorname{ch} \alpha L + \check{a} \operatorname{sh} \alpha L, & \text{якщо } \check{a} > \operatorname{cth} \alpha L, \end{cases} \quad (5)$$

де нижня границя \check{a}

$$\check{a} = Z_c \frac{\check{R}_m + \check{R}_f}{\hat{Z}_m + \hat{Z}_f} + Y_c \frac{\check{G}_m + \check{G}_f}{\left| \hat{Y}_m \right|^2 + \left| \hat{Y}_f \right|^2}; \quad Y_c \frac{1}{Z_c}, \quad (6)$$

знак $\check{}$ над змінною означає її нижню границю, а знак $\hat{}$ – верхню.

Висновки

Із рівняння (5) і (6) витікає, що покращення характеристики віброзахисного пристрою може бути досягнуто удосконаленням конструкції амортизатора двома шляхами.

Перший спосіб поліпшення віброзахисту бурильної колони пов'язаний з підвищенням роботоздатності амортизатора та його характеристик. Виходячи з рівняння (5) ця процедура пов'язана з визначенням максимуму параметра αL , котрий може бути записаний в еквівалентному вигляді

$$\alpha L = \pi \eta \omega / 2 \omega_1, \quad (7)$$

де $\omega_1 = \pi c / L$ – резонансна частота першої власної форми подовжніх коливань амортизатора при умові, що імпеданси колони труб і ОБТ носять інертний характер. Ця частота легко змінюється при зміні параметрів амортизатора.

При проектуванні амортизаторів і віброзахисних пристроїв стараються вибрати ω_1 з великим значенням, щоб наставання резонансу не порушило достатньо високих частот характеристики амортизатора, як реактивного елементу.

Однак з рівняння (5) і (6) видно, що більш кращим являється менше значення ω_1 , так як реальний пружній (еластичний) елемент змінить свою характеристику на частотах резонансів над і підамортизаторній частині колони.

Таким чином в модифікованому амортизаторі ω_1 необхідно вибирати приблизно рівній нижчій з цих частот структурних резонансів.

З рівняння (5) і (6) випливає також, що при інерційних елементах бурильної колони, значення η необхідно вибирати можливо великим.

Другим способом підвищення віброзахисту є зміна імпедансів над і під амортизаторними частинами колони у визначеному частотному діапазоні, як конструкційних резонансів обох частин бурильної колони розділених амортизатором. У цьому частотному діапазоні коливання вхідного імпедансу в значній мірі залежить від демпфування конструкційних резонансів.

Велике демпфування дає можливість, у значній мірі понизити коливання вхідного імпедансу і підвищити нижню границю ефективного E . Це видно з рівняння (6). Значна величина демпфування бурильної колони призводить до зменшення коливань вхідного імпедансу, що веде, у кінцевому результаті, до зміни вхідного імпедансу бурильної колони необмеженої протяжності.

У зв'язку з тим, що по бурильній колоні розповсюджуються коливання широкого діапазону частот, то колона бурильних труб може бути акустично короткою, а на деяких частотах акустично довгою.

Вхідний опір колони можна записати [9,10] як стрижень з розподіленими параметрами навантаженого на хвильовий опір, запишеться

$$Z_{ex} = Z_0 \frac{Z_n \operatorname{ch} \gamma L_k + Z_0 \operatorname{sh} \gamma L_k}{Z_0 \operatorname{ch} \gamma L_k + Z_n \operatorname{sh} \gamma L_k}, \quad (8)$$

де Z_0 – хвильовий опір бурильної колони; Z_n – імпеданс кінцевого навантаження; L_k – довжина колони.

Як видно з рівняння (8) для Z_{ex} вхідний опір бурильної колони, при неузгодженому режимі роботи, змінюється в залежності від довжини по закону гіперболічного тангенсу від комплексного аргументу. При даній довжині колони вхідний опір по тому ж закону змінюється в залежності від частоти.

Таким чином при проектуванні бурових амортизаторів необхідно враховувати зміну довжини бурильної колони, зміну режимних параметрів, а також КНБК при поглибленні свердловини. Характеристики (пружність, демпфування) мають автоматично вибиратись самим пристроєм в залежності від глибини свердловини, режимів буріння та геолого-технічних умов проводки свердловини. Проведене дослідження виявило можливість підвищення віброзахисного пристрою у високочастотному діапазоні, де вібрації у бурильній колоні викликані взаємодією її елементів з стінками свердловини, де основну роль грає тертя. У цьому випадку можуть виникати конструкційні резонанси в бурильних трубах і КНБК.

Проведений теоретичний аналіз дає простий і чіткий підхід до поліпшення конструкцій віброзахисних пристроїв для подовжніх і крутних коливань бурильної колони.

Він базується лише на розрахунку її над- і підамортизаторних частин. Тобто на розрахунок границь вхідного імпедансу у даному частотному діапазоні. При цьому не потрібно точно знати власні частоти і форми коливань бурильної колони і її частин.

Література

1. Юнин Е.К. Низкочастотные колебания бурильного инструмента. – М.: Недра, 1983. – 132 с.
2. Дэринг Д.В., Ливсей Б.Ж. Продольные и угловые колебания колонны бурильных труб при наличии демпфирования. //сб.: Конструирование и технология машиностроения. /Тр. американского общества инженеров-механиков. М.: "Мир", 1968, № 4, стр. 163–173.
3. Юнин Е.К., Хегай В.К. Динамика глубокого бурения. М.: Недра, 2004г., с. 283.
4. Александров Е.В., Кирия Т.А., Хмиадашвили П.И. Компенсатор вибраций бурильного инструмента //Нефтяное хозяйство, – 1965, №5 – с. 17–20.
5. Калинин С.Г. О необходимости применения упругого компенсатора в бурильной колонне. //Изв. высш. учеб. заведений/ "Нефть и газ" №12, Баку, 1963, с. 23–28
6. Вай Вэй-минь Проектирование опоры из эластомера для случая, когда машина и фундамент представляют собой многорезонансные конструкции. /Тр. американского общества инженеров-механиков. – М.: "Мир", 1972 – №1, с. 124–127.
7. Sykes A.O. "The Effects of Machine and Foundation Provided by Vibration Mounts", Trans. SAE, Vol. 66, 1958, pp. 533–548.
8. Harrison M., Sykes A.O. Martin M., "Wave Effects in Isolation Mounts", Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 24, 1952, pp 62–71.
9. Сурнин Л.С. Повышение эффективности применения амортизаторов на базе исследования волновых процессов в бурильной колонне. Дис. канд. техн. наук. – Ив.-Франковск, 1986, с.186.
10. Огородников П.И. Управление углублением забоя скважины на базе изучения динамических процессов в бурильной колонне. Дис. док. техн. наук. /МИНХ им. Губкина. – М., 1991, с. 472.

УДК 622.248.5

Огородников П.И., Светлицкий В.М., Малярчук Б.М.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАДДОЛОТНОГО АМОРТИЗАТОРА ДЛЯ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ, КАК БАГАТОРЕЗОНАНСНОЙ КОНСТРУКЦИИ

Рассмотрены вопросы, связанные с проектированием виброзащитных устройств для случаев, когда учитывается многорезонансность КНБК – конструкция низа бурильной колонны и колонны бурильных труб – КБТ. Анализируются возможности улучшения работы буровых амортизаторов с упругим элементом который является резиновым блоком. Предложены критические оценки работоспособности в частотном диапазоне, охватывающем резонансные частоты КНБК и КБТ. Эта нижняя граница рассматривается как функция параметров амортизатора и динамической характеристикой бурильной колонны. Показано, что основываясь на повышении границы эффективности, можно построить четкий и простой метод усовершенствования амортизатора по сравнению с существующими.