

Література

стану, необхідно на сучасному етапі комбінувати методи моделей другого та третього підходів, використовуючи результати моделювання для перевірки методами першого підходу. Така спроба здійснена Ейгелесом Р.М. і Стрекаловою Р.В. та Драганчук О.Т. [4]. Але через значний обсяг необхідних експериментальних випробувань та обмежень моделі, викладених раніше, потребує подальшого теоретичного розвитку модель формування вибою (власне, потребує теоретичної розробки метод формування математичної моделі вибою для наближення її до реального стану вибою при бурінні свердловин, адже у згаданих моделях вибій приймається абсолютно чистим та однорідним) і аналітичний метод врахування дії вибійних умов. Практично обидві моделі дають можливість зробити вибір оптимальної для даних умов однієї з відомих форм озброєння, а також можуть слугувати основою для створення методу проектування нових топологічно-геометричних форм породоруйнівних елементів для роботи у заданих умовах.

1. Шарошечные долота: Международный транслятор-справочник // Международная инженерная энциклопедия. Серия: Нефтегазовая техника и технология / Под науч. ред. В.Я.Кершенбаума, А.В.Торгашова, А.В.Торгашова. – М., 2000. – 245 с.

2. Балицкий П.В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. – М.: Недра, 1975. – 294 с.

3. Молдавцев С.А. Совершенствование аналитической модели углубления забоя скважины на основе изучения динамики шарошечного долота и бурильной колонны // Автореф. дисс. к.т.н. ... – Ивано-Франковск, 1992. – 28 с.

4. Драганчук О.Т. Научно-методологические основы конструирования озброєння шарошечных долот // Дис. на здоб. наук. ступ. д.т.н. ... – Ивано-Франківськ, 1999. – 352 с.

5. Векерик В.И., Молдавцев С.А., Пицый Р.Л. Математическая модель взаимодействия элементов вооружения шарошечного долота с упругим забоем. – Ивано-Франковск, 1989. – 18 с. – Деп. в УкрНИИТИ 08.06.89., №1565.

6. Стеглянов Б.Л. Повышение эффективности буровых инструментов на основе сравнительного анализа кинематических характеристик их вооружения // Автореф. дис. канд. техн. наук...: 05.04.07 / НПО "Бурение". – М., 1990. – 16 с.

УДК 539.30

ВТРАТА СТІЙКОСТІ КОЛОНИ БУРИЛЬНИХ ТРУБ ВНАСЛІДОК СКРУЧУВАННЯ

Д.Ю.Мочернюк

Національний університет "Львівська Політехніка", 79013, м. Львів, вул. С.Бандери, 13,
тел. (0322) 398518

Рассматривается задача потери устойчивости бурильных труб при скручивании реактивным моментом, которая возникает вследствие взаимодействия вала турбобура с забоем скважины через долото.

Розглядається задача втрати стійкості колони бурильних труб, у якої діаметр дуже малий порівняно з довжиною. Верхній кінець труб затиснутий жорстко у роторі за допомогою квадрата, а нижній кінець шарнірно обертий і зазнає скручування від дії реактивного моменту M , створюваного валом турбобура внаслідок взаємодії з вибоєм свердловини через долото. Вектор моменту M збігається з віссю колони труб (рис. 1). Приймається умова, що свердловина вертикальна, і що колона труб зі стінками свердловини не взаємодіє. Припускається, що колона має незмінну жорсткість при будь-яких видах деформацій. Найважливішою замковою різьбо-

It is considered the sum of loosing the equilibration of drilling column about torsion by reactive moment what to spring up in consequence interworking shaft of turbodrill with heading borehole by the bit.

вих з'єднань та впливом середовища промивальної рідини нехтуємо.

Очевидно, що при певній величині скручуючого моменту M колона втратить початкову форму прямолінійної рівноваги і набуде форми неплоскої кривої у вигляді гвинтової лінії (рис. 1).

У певній точці деформованого стержня з координатами x , y , z (рис.1) проекції вектора M на нормалі до кривої у двох площинах XOY та XOZ дають згинальні моменти, які визначаються із співвідношення [1]

$$\frac{dy}{dx} = \frac{M_{ky}}{M} \quad \text{та} \quad \frac{dz}{dx} = \frac{M_{kz}}{M}$$

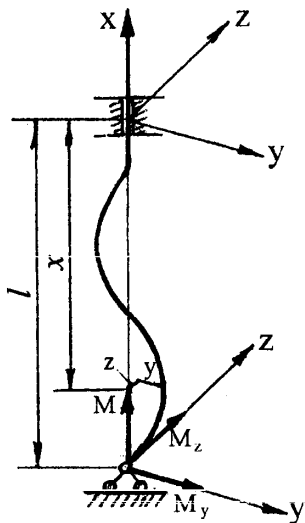


Рисунок 1 — Розрахункова схема

Звідси маємо

$$M_{xz} = -M \frac{dz}{dx}, \quad (1)$$

$$M_{xy} = M \frac{dy}{dx}. \quad (2)$$

Знак “+” і “-” перед моментом береться залежно від того, чи момент спрямований в бік збільшення або зменшення кривини у відповідній площині згину.

Беручи до уваги, що жорсткості при згині у площинах XOY та XOZ однакові, диференціальні рівняння осі зігнутої колони запишуться у такому вигляді:

а) у площині XOY

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} + M \frac{dz}{dx} = 0; \quad (3)$$

б) у площині XOZ

$$EI \frac{d^2 z}{dx^2} - M \frac{dy}{dx} = 0, \quad (4)$$

де: E – модуль пружності для матеріалу труб;
 I – осьовий (екваторіальний) момент інерції кільцевого поперечного перерізу труб.

Диференціюючи двічі рівняння (3 і 4), отримаємо

$$\frac{d^4 y}{dx^4} + k \frac{d^3 z}{dx^3} = 0; \quad (5)$$

$$\frac{d^4 z}{dx^4} - k \frac{d^3 y}{dx^3} = 0; \quad (6)$$

де

$$k = \frac{M}{EI}. \quad (7)$$

Якщо врахувати граничні умови на кінцях колони труб, що

$$\begin{aligned} \text{при } x=0, y=0 \quad y' &= 0; \\ \text{при } x=l, z=0 \quad z' &= 0 \end{aligned} \quad (8)$$

та ввести комплексну змінну

$$r = y + iz, \quad (9)$$

то система (5 і 6) стане еквівалентна одному розв’язуваному рівнянню

$$r^{IV} - i k r''' = 0. \quad (10)$$

Для змінної наявні такі самі граничні умови, що випливають з умов (8):

$$\begin{aligned} \text{при } x=0, r=0 \quad r' &= 0; \\ \text{при } x=l, r=0 \quad r' &= 0. \end{aligned} \quad (11)$$

Загальний розв’язок рівняння (10) має вигляд

$$r = A e^{ikx} + B x^2 + C x + D, \quad (12)$$

де A, B, C і D – комплексні сталі.

Похідні розв’язку (12) мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} r' &= i k A e^{ikx} + 2 B x + C; \\ r'' &= i^2 k^2 A e^{ikx} + 2 B. \end{aligned} \quad (13)$$

Використовуючи граничні умови (11), одержимо з (12) і (13) таку систему рівнянь:

$$\begin{aligned} A + D &= 0; \\ i k A + C &= 0; \\ A e^{ikl} + B l^2 + C l + D &= 0; \\ i^2 k^2 A e^{ikl} &= 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Для того, щоб знайти критичне значення скручуючого моменту визначник системи (14) прирівнюємо до нуля

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 \\ ik & 0 & 1 & 0 \\ e^{ikl} & l^2 & l & 1 \\ i^2 k^2 e^{ikl} & 2 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 0. \quad (15)$$

Розкриваючи визначник, одержимо вираз

$$2i^2 k^2 l (e^{ikl} - 1) = 0.$$

Оскільки при $k=0$ розв’язок тривіальний (позбавлений сенсу), то критичному станові відповідатиме вираз

$$e^{ikl} = 1. \quad (16)$$

Беручи до уваги, що

$$e^{ikl} = \cos kl + i \sin kl, \quad (17)$$

тоді (16) набуває вигляду

$$\cos kl + i \sin kl = 1. \quad (18)$$

Тепер рівняння (18) розв’яжемо методом проб:

$$\begin{aligned} \text{при } kl = 0, \quad 1+0 &= 1 \\ &\text{— розв’язок тривіальний;} \\ \text{при } kl = \pi/2, \quad 0+1 &\neq 0; \\ \text{при } kl = \pi, \quad -1+0 &\neq 0; \end{aligned}$$

при $kl = 3/2\pi$, $0+1 \neq 0$;
 при $kl = 2\pi$, $1+0=1$.
 Звідси констатуємо, що

$$k = \frac{2\pi}{l} \quad (19)$$

Порівнюючи (19) з (7), отримаємо критичне значення скручуючого моменту у вигляді

$$M_{кр} = \frac{2\pi E I}{l} \quad (20)$$

Далі треба взяти до уваги, що для практичних потреб критична величина скручуючого моменту мусить бути виражена через потужність і число обертів вала турбобура

$$M = \alpha \frac{N}{n} \quad (21)$$

де: N – потужність і n – число обертів вала турбобура за 1 хвилину;

α – числовий коефіцієнт, який залежить від системи вимірювання потужності:

а) для СІ – $N_{квт} = 10^3$ Н·м·с⁻¹,
 тоді $\alpha = 9551$;

б) для МКС – $N_{квс} = 75$ кгс·с⁻¹,
 тоді $\alpha = 716,2$.

Прирівнюючи (20) і (21), одержимо

$$\frac{N}{n} = \frac{2\pi E I}{l}$$

Звідси критична довжина колони

$$l_{кр} = \frac{2\pi E I \beta}{\alpha} \quad (22)$$

де $\beta = n/N$ – числовий коефіцієнт, який може змінюватися у дуже широкому діапазоні (приблизно у 6 разів) від осевого навантажування на долото. Тобто за рахунок гальмування вала турбобура.

Осьовий момент інерції поперечного перерізу I залежить від товщини стінок труби. Наприклад, для труб $d = 140$ мм, $\delta = 8 \div 11$ мм;

$4,935 \cdot 10^{-6} \leq I \leq 7,39 \cdot 10^{-6}$ м⁴, а для труб $d = 168$ мм, $\delta = 9 \div 10$ мм; $1,45 \cdot 10^{-5} \leq I \leq 1,58 \cdot 10^{-5}$ м⁴.

Якщо взяти числове значення модуля пружності для сталі $E = 2 \cdot 10^9$ Мн/м² та прийняти співвідношення $5,5 \leq \beta \leq 33$ (на підставі механічної характеристики турбобура), то на підставі (22) можна констатувати, що критична довжина колони $l_{кр}$ буде знаходитись в межах

а) для труб $d = 140$ мм

$$\delta = 11 \text{ мм}; l_{кр} = 53 \div 320 \text{ м};$$

б) для труб $d = 168$ мм

$$\delta = 10 \text{ мм}; l_{кр} = 114 \div 685 \text{ м}.$$

Очевидно, що оцінка критичної довжини колони при скручуванні від реактивного моменту M може бути лише грубонаближеною внаслідок нестійкої механічної характеристики турбобура. Залишається констатувати, що критична величина довжини бурильної колони при скручуванні може бути визначена лише експериментально.

Зрозуміло, що втрата стійкості бурильної колони від скручування може істотно впливати на викривлення стовбура свердловини, починаючи з різних глибин, які точно підрахувати практично неможливо. Єдиний запобіжний засіб проти викривлення стовбура свердловини – це збільшення співвідношення β турбобура за рахунок підбору відповідної величини осевого навантажування на долото. Труби об'єктивного низу тут, мабуть, не можуть мати істотного впливу.

Література

1. Тимошенко С.П. Устойчивость стержней пластин и оболочек. – М.: Наука, 1971. – 808 с.
2. Феодосьев В.И. Десять лекций-бесед по сопротивлению материалов. – М.: Наука, 1975. – 172 с.

Міжнародна наукова конференція

ТЕХНОЛОГІЧНЕ КЕРУВАННЯ ЯКІСТЮ ПОВЕРХНІ МАШИН (M03-5)

м. Київ (ІНМ НАН України)
 11-13 листопада 2003 р.

Оргкомітет конференції

Асоціація технологів-машинобудівників України
 вул. Автозаводська, 2, Київ, 04074, Україна

Тел./факс: +38 (044) 430 85 00

E-mail: atmu@ism.kiev.ua

atmu@freenet.kiev.ua

Тематика конференції:

- Сучасний стан науки про "інженерію поверхні"
- Технологічне забезпечення якості деталей
- Метрологічне забезпечення якості деталей машин
- Технологічне керування експлуатаційними властивостями деталей

Конференція присвячена 75-річчю заслуженого діяча науки і техніки Російської Федерації, професора, доктора техн. наук Е. В. Рижова