

жини // Нефть, газ и нефтехимия за рубежом. – 1980, -№10.

2. Лазаренко О.Г. Лабораторна установка для дослідження природи виникнення каналів у стовпі тампонажного розчину // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Буріння нафтових і газових свердловин. – Івано-Франківськ. - 1997. - № 34.

3. Лужаниця О.В., Коцкулич Я.С., Лазаренко О.Г. Шляхи попередження міграції пластового флюїду в період ОТЦ // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Буріння нафтових і газових свердловин. – Івано-Франківськ. - Т.2. – 1998. - № 35.

4. Лужаниця О.В., Коцкулич Я.С., Лазаренко О.Г., Михайленко С.Г. Технологія цементування свердловин з потенційною міграцією пластових флюїдів // Нафтова і газова промисловість. – 2000. - №5.

5. Скородиевская Л.А., Строганов А.М., Рябоконт С.А. Повышение эффективности водоизоляционных работ путем использования

материала АКОР_{Б100}. // Нефтяное хозяйство. 1999. -№ 2.

6. Харитонов Н.П., Иванова Ю.А., Глушаков Н.Е. Кремнийорганические соединения и материалы для повышения долговечности бетона. – Л.: Наука, 1982.

7. Харитонов Н.П., Веселов П.А., Кузинец А.С. Вакуумплотные материалы на основе полиорганосилоксанов. – Л.: Наука, 1976.

8. Лужаниця О.В., Михайленко С.Г., Коцкулич Я.С., Лазаренко О.Г. До проблеми герметичності затрубного простору на ранніх стадіях тужавіння тампонажного розчину // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Буріння нафтових і газових свердловин. – Івано-Франківськ. – 1997. -№34.

9. Лазаренко О.Г. Підбір рецептури тампонажного розчину з домішками кремнійорганічних рідин // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Буріння нафтових і газових свердловин. – Івано-Франківськ. – 1997. - №34.

УДК 622.24.053

СПРОЩЕННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ СХЕМИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

Б.Д. Малько., Я.І. Козак

ІФНТУНГ, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, тел. (03422) 42342

Выведены формулы для приведения распределенной массы колонны бурильных труб с утяжеленным низом к одной сосредоточенной массе и для приведения жесткости колонны.

При дослідженнях динамічних процесів, які відбуваються в колоні бурильних труб в процесі виконання спуско-підіймальних операцій, використовують різні динамічні моделі. В багатьох роботах [1-6] колона труб розглядається як довгий стержень з рівномірно розподіленою масою або стержень із ступінчасто-змінною масою [3, 6]. Такі схеми дають теоретично точні розв'язки задач з визначення частот власних коливань і навантажень в поперечних перетинах труб. У всіх відомих дослідженнях визначались максимальні навантаження і напруження у верхньому перерізі колони труб, де вони найбільші. При цьому розв'язки рівнянь коливань довгих колон мають складний вигляд і потребують обчислень громіздких рядів, що

There have been derived the formulars for reduction of drilling string distinguished mass with the heavy bottom to the one lumped mass and for the reduction of string toughness.

суттєво ускладнює їх використання в інженерних розрахунках. Тому були запропоновані розрахункові схеми колони труб, в яких розподілені маси замінюються зведеними дискретними масами, з'єднаними між собою пружними елементами [4,7,8,9]. З цією метою використовуються методи кінцевих різниць, метод прямих і метод прямої дискретизації системи з розподіленою масою [10,11]. Перший з названих методів дає змогу перейти від розв'язання диференціального рівняння в частинних похідних до системи звичайних алгебраїчних рівнянь. Для цього суцільна область (колона труб) замінюється сіткою, у вузлах якої розглядається поведінка досліджуваної функції. Всі похідні як по просторовій координаті, так і по часу на-

ближено замінюються співвідношеннями різниць і зображаються через значення функцій у сусідніх вузлах. Цей метод є достатньо точним, але результат розв'язку одержуємо тільки в числовому вигляді, що не дає змоги здійснити загальний аналіз характеру коливального процесу.

Метод прямих базується на апроксимації похідних по просторовій координаті, а похідні по часу залишаються незмінними. Цей метод можна розглядати як граничний випадок методу сіток, коли при використанні прямокутної сітки один з лінійних розмірів її прямує до нуля, а множина вузлів заповнює деяку систему прямолінійних паралельних відрізків. Застосування методу відповідає схемі, при якій колона бурильних труб (рис. 1а) розбивається на ділянки із зосередженими масами, з'єднаними між собою пружними елементами (рис. 1б). В статичному режимі така схема повністю відповідає бурильній колоні. Але при дослідженні динамічних процесів, викликаних коливаннями колони труб, з'являються розходження, особливо у визначенні вищих частот коливань.

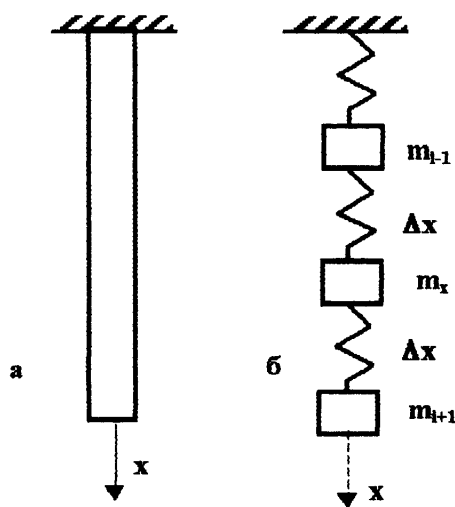


Рисунок 1 – Заміна схеми бурильної колони системою мас і пружних елементів

З метою спрощення розрахунків зусиль у верхньому перерізі колони окремі автори пропонують замінити колону труб одномасовою схемою з пружним елементом [4,7]. В такій схемі колона труб зображена як одна зведена маса, підвішена на пружині. Значення зведеної маси визначається за методом Релея [10,12,13]. В роботі [4] показано, що максимальне напруження у верхньому перерізі бурильної колони при миттєвій зупинці її верхнього кінця в процесі спуску визначене за точним розв'язком рівняння в частинних похідних дорівнює

$$\sigma_{max} = \frac{V_0 E}{a} + \frac{ql}{A}, \quad (1)$$

де: V_0 – швидкість руху колони в процесі спуску; E – модуль пружності; q – вага лінійного метра колони труб; l – довжина колони; A – площа поперечного перерізу труб.

$$a = \sqrt{\frac{EA g}{q}}.$$

Якщо масу колони труб, зведену до нижнього кінця колони, прийняти за методом Релея рівною

$$m_{ze} = \frac{m_k}{3}, \quad (2)$$

то без врахування маси обваженого низу маємо [4]

$$\sigma_{max} = 0,578 \frac{V_0 E}{a} + \frac{ql}{A}. \quad (3)$$

При виведенні рівняння (2) приймалось, що деформація колони труб здійснюється за лінійним законом. Але в дійсності під дією розподіленої сили ваги деформація розтягу стержня відбувається за нелінійним законом [14], тому в роботах [3, 4] пропонується приймати зведену масу колони труб рівною

$$m_{ze} = \frac{1}{2,5} m_k. \quad (4)$$

В такому випадку максимальне напруження у верхньому перерізі дорівнює

$$\sigma_{max} = 1,265 \frac{V_0 E}{a} + \frac{ql}{A}. \quad (5)$$

Тобто, якщо зведену масу бурильної колони прийняти рівною 1/3 від її загальної маси, то для розглянутого прикладу динамічна складова напруження (3) порівняно з точним значенням (1) є на 42,3% менша. Але якщо прийняти нелінійний закон деформації колони і врахувати зведену масу за (4), то значення динамічної складової σ_{max} буде на 26,5 % більше від точного.

В роботах [3, 4] при виведенні формули (5) було виконано зведення маси колони труб, але не здійснено зведення жорсткості. Це спричинило появу похибки в σ_{max} . Обґрунтуємо дане твердження.

Відомо, що за відсутності обваженого низу зведена маса колони труб дорівнює [8, 12]

$$m_{ze} = 0,533 m_k. \quad (6)$$

Деформація нижнього перерізу колони при дії розподіленої ваги має значення [14]

$$y_l = \frac{ql^2}{2EA} \quad (7)$$

Зведена жорсткість колони труб дорівнює

$$C_{зв} = \frac{ql}{y_l} = \frac{2EA}{l} \quad (8)$$

Динамічна складова напруження при миттєвій зупинці верхнього кінця колони труб, що спускається в свердловину, визначається за формулою [3, 4]

$$\sigma_d = \frac{C_{зв}U}{A} \quad (9)$$

де U – переміщення нижнього кінця колони, викликане вільними коливаннями

$$U = y_0 \cos pt + \frac{V_0}{p} \sin pt$$

Тут y_0 – початкове переміщення; V_0 – швидкість колони труб.

$$p = \sqrt{\frac{C_{зв}}{m_{зв}}} = 1,937 \sqrt{\frac{EA}{lm_k}}$$

При миттєвій зупинці верхнього кінця $y_0=0$ максимальне значення U буде, якщо $pt = \frac{\pi}{2}$, тобто $U_{max} = \frac{V_0}{p}$.

p - власна частота коливань колони.

Підставляємо значення $C_{зв}$, k , U_{max} в (9) і одержимо

$$\sigma_{dmax} = 1,032 \frac{V_0 E}{a} \quad (10)$$

Таким чином, відхилення одержаного значення динамічної складової напруження від точного значення (1) становить тільки 3,2%, що цілком допустимо для інженерних розрахунків.

Необхідно відзначити, що у формулах (1), (3), (5) не виділялись обважені бурильні труби, які в динамічній моделі бурильної колони можна представити у вигляді зосередженої маси m_0 , розташованої в нижній частині колони (рис. 2а). В цьому випадку значення нижньої маси m_n дорівнює (рис. 2б)

$$m_n = m_{зв} + m_0 \quad (11)$$

Відомо [12], що за наявності зосередженої маси m_0 на кінці довгого стержня коефіцієнт зведення маси m_k стержня $K = \frac{m_{зв}}{m_k}$ залежить від співвідношення маси m_0 до маси стержня

$$\lambda = \frac{m_0}{m_k}$$

В цьому випадку формулу (11) можна переписати в такому вигляді:

$$m_n = (K + \lambda)m_k \quad (12)$$

Значення коефіцієнтів K і λ пов'язані між собою і зведені в таблицю 1.

На рис.3 показано характер зміни відносної зведеної маси

$$m_n^* = \frac{m_n}{m_k}$$

Залежно від співвідношення між масою обваженого низу колони m_0 і масою колони бурильних труб m_k

$$\lambda = \frac{m_0}{m_k}$$

Характер залежності m_n^* (λ) дозволяє апроксимувати її прямою

$$m_n^* = 0,533 + 0,85\lambda,$$

і тоді рівняння (12) можна записати у вигляді

$$m_n = (0,533 + 0,85 \frac{m_0}{m_k})m_k \quad (13)$$

Таким чином, одержана проста формула, яка дає змогу з достатньою точністю показати виконане зведення маси колони труб і обваженого низу до нижнього перерізу колони.

Література

1. Симонов В.В., Юнин Е.К. Волновые процессы в бурильной колонне. – М.: МИНХ и ГП им. Губкина, 1997. – 112 с.
2. Старосельский Л.А. Математические мо-

Таблиця 1 - Значення коефіцієнтів λ , K

λ	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	2	5	10	20	∞
K	0,533	0,511	0,49	0,47	0,447	0,425	0,418	0,412	0,405	0,399	0,392	0,368	0,348	0,342	0,336	0,333

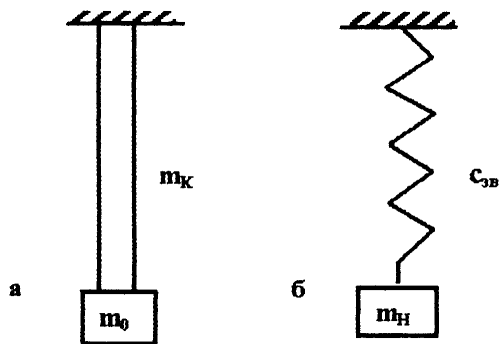


Рисунок 2 – Заміна схеми бурильної колони однією масою і пружним елементом

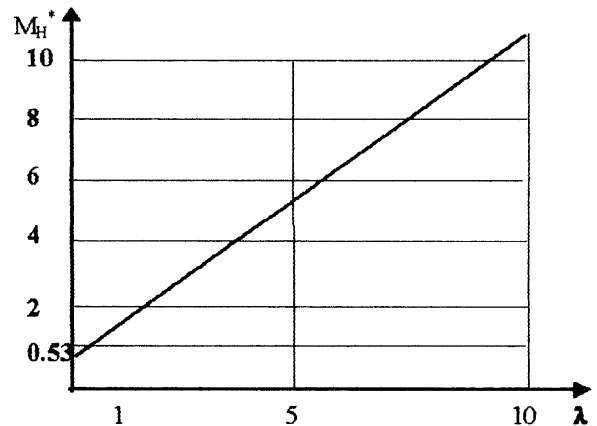


Рисунок 3 – Залежність відносної зведеної маси від λ

дели стержней, описывающие устойчивость и колебания бурильной колонны //Динамика в бурении: Труды ВНИИБТ, 1981. - вып. 52. – С. 12-27.

3. Керимов З.Г. Динамические расчеты бурильной колонны. – М.: Недра, 1970. – 160 с.

4. Керимов З.Г., Балакишиев Н.А. Об определении приведенной массы бурильной колонны //Изв. ВУЗов: Недра и газ. – 1965. - №10. – С. 31-34.

5. Тарасевич В.И. Основы повышения производительности буровых установок. – М.: Недра, 1968. – 212 с.

6. Калинин С.Г. Динамика подъемной системы буровых установок. – К.: Вища школа, 1975. – 160 с.

7. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. – М.: Недра, 1987. – 155 с.

8. Малько Б.Д. Зведення маси колони труб //Розвідка і розробка нафтових і газових

родовищ. Серія: Нафтопромислове обладнання. – 1996. - №33. – С. 80-86.

9. Малько Б.Д. Розгін талевого блока з колоною труб при підйманні //Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтопромислове обладнання. – 1996. - №33. – С. 91-96.

10. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.

11. Мирзаджанзаде А.Х., Керимов З.Г., Копейкис М.Г. Теория колебаний в нефтепромысловом деле. – Баку: Масериф, 1976. – 363 с.

12. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 297 с.

13. Тимошенко С.П., Янг Д.Ч., Уивер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1985. – 450 с.

14. Беляев Н.М. Соппротивление материалов. – М.: Наука. 1976. – 630 с.