

NEWS

OF THE NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

PHYSICO-MATHEMATICAL SERIES

ISSN 1991-346X

Volume 5, Number 297 (2014), 64 – 68

THE ANALYSIS OF FLUCTUATIONS OF THE HORIZONTAL DRILL-STRING MODEL BY THE LUMPED PARAMETERS METHOD

L. Khajiyeva, A. Sergaliyev

Al-Farabi Kazakh national university, Almaty, Kazakhstan

Key words: dynamics, nonlinear model, drill string, frictional force, lumped parameters.

Abstract. The dynamics of a horizontal drill-string considering the frictional forces between the column and the borehole is investigated. A model of longitudinal vibrations of columns proposed in T.G. Ritto et al. is considered. The investigated model has nonlinear character, and is modelled by lumped parameters method. The drill-string is discretized with 100 nodes of lumped masses. Displacement of the bit, bit speed and also the ratio between the output power (obtained from the bit-rock interaction) and the input power is defined by the authors. Obtained results qualitatively and quantitatively consistent with the results of Ritto, where the dynamic model calculations were carried out by finite element method.

УДК 622.257.2

АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ БУРОВОЙ ШТАНГИ МЕТОДОМ СОСРЕДОТОЧЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ

Л. А. Хаджиева, А.С. Сергалиев

Казахский национальный университет им. аль-Фараби, Алматы, Казахстан

Ключевые слова: динамика, нелинейная модель, буровая штанга, сила трения, сосредоточенные параметры.

Аннотация. Исследуется динамика горизонтальных бурильных колонн с учетом их сил трения о стенки скважины. Рассмотрена модель продольных колебаний колонны, предложенная в работе Т. G. Ritto и его соавторов. Исследуемая модель носит нелинейный характер и анализируется здесь методом сосредоточенных параметров. Согласно указанного метода буровая колонна представлена конечным числом равноудаленных точечных масс, в данной работе число разбиений принималось равным 100. Определены перемещения и скорость движения бура, а также отношение мощности на входе бура к мощности на выходе бура, являющееся показателем эффективности производимых буровых работ. Полученные в работе результаты качественно и количественно согласуются с результатами работы Ritto, где расчеты динамической модели проводились методом конечных элементов.

Работа посвящена численному анализу модели движения горизонтальной буровой штанги методом сосредоточенных параметров с целью изучения эффективности применения указанного метода к динамическому анализу оборудования нефте-газодобывающей промышленности. Обычно метод сосредоточенных параметров успешно применяется в строительной механике для анализа конструкций в виде балок с переменным сечением, разнородными материалами. Удобен метод так же для анализа конструкций с локальным или точечным нагружением. Впервые данный метод был применен для исследования динамических систем, в частности плоских механизмов со стержневыми элементами, в работах J. P. Sadler [1].

Здесь, как и в работе Т. G. Ritto и др. [2], рассмотрено движение горизонтальной буровой штанги длиной L под действием статической сжимающей нагрузки на левом конце бурового оборудования, переменной гармонической силы на бур, продольной реакции со стороны породы на бур, а также гравитационных сил и сил трения буровой колонны о породу (рисунок 1).

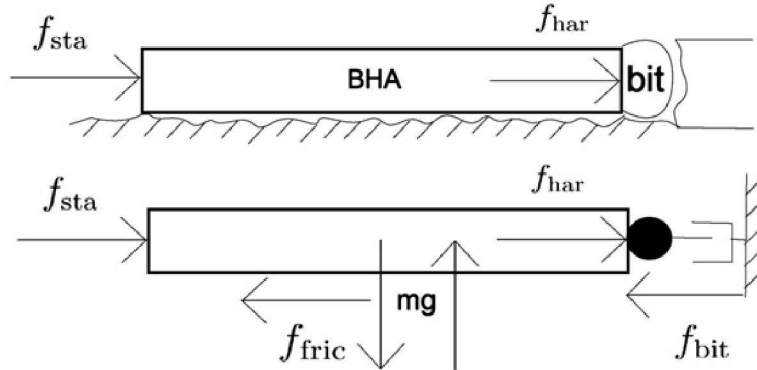


Рисунок 1 – Схема нагружения бурового оборудования

Исследуется ее динамическая модель, задаваемая уравнением вида [2]:

$$\rho A \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - EA \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = f_{sta}(x,t) + f_{har}(x,t) + f_{bit}(\dot{u}(x,t)) + f_{fric}(\dot{u}(x,t)) + f_{mass}(\ddot{u}(x,t)), \quad (1)$$

где u – продольное перемещение буровой колонны, ρ – плотность, E – модуль упругости материала, A – площадь поперечного сечения колонны. Правая часть уравнения (1) содержит в себе действующие на буровое оборудование нагрузки. При этом концевые нагрузки представляются как:

$$f_{sta}(x,t) = F_{sta} \delta(x), \quad (2)$$

$\delta(x)$ – дельта-функция Дирака, F_{sta} – амплитуда нагрузки,

$$f_{har}(x,t) = F_0 \sin(\omega_f t) \delta(x-L), \quad (3)$$

где F_0 и ω_f – амплитуда и частота гармонической нагрузки, соответственно.

Согласно схеме нагружения (рисунок 1), модель (1) представляется следующим уравнением с крайевыми условиями:

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = f_{fric}(\dot{u}(x,t)), \quad (4)$$

$$x = 0: \quad EA \frac{\partial u}{\partial x} = -F_{sta},$$

$$x = L: \quad EA \frac{\partial u}{\partial x} = f_{har}(x,t) + f_{mass}(\ddot{u}(x,t)) + f_{bit}(\dot{u}(x,t)),$$

где

$$f_{fric}(\dot{u}(x,t)) = -\mu(x)(\rho A)g \operatorname{sgn}(\dot{u}(x,t)),$$

$$f_{har}(x,t) = F_0 \sin(\omega_f t),$$

$$f_{mass}(\ddot{u}(x,t)) = -m_{bit} \ddot{u}(x,t), \quad (5)$$

$$f_{bit}(\dot{u}(x,t)) = \begin{cases} c_1 e^{-c_2 \dot{u}(x,t)} - c_1, & \text{при } \dot{u}(x,t) > 0 \\ 0, & \text{при } \dot{u}(x,t) \leq 0 \end{cases}$$

Введем безразмерные переменные: $u = L\tilde{u}$, $x = L\tilde{x}$, $t = \frac{\tilde{t}}{c}$, $c = \sqrt{\frac{E}{\rho L^2}}$, при этом знак « \sim » в

дальнейшем будет опущен.

После упрощений получено:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = -\frac{\mu(x)g}{Lc^2} \text{sgn}(\dot{u}(x,t)), \quad (6)$$

$$x = 0: \quad \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{F_{sta}}{EA}, \quad (7)$$

$$x = 1: \quad \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{(\rho A)L}{m_{bit}} \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{F_0}{m_{bit}Lc^2} \sin\left(\frac{\omega_f}{c}t\right) + \frac{1}{m_{bit}Lc^2} f_{bit}(Lc\dot{u}(x,t)). \quad (8)$$

Модель движения горизонтальной буровой колонны (6) с краевыми условиями (7)-(8) носит нелинейный характер и моделируется здесь методом сосредоточенных параметров. Согласно методу сосредоточенных параметров буровая колонна представлена конечным числом N равноудаленных точечных масс, соединенных безмассовыми упругими элементами длиной $2l = L/(N-1)$, с параметрами E , A . Масса каждого элемента сосредоточена на нейтральной оси колонны в середине отрезка $2l$.

В работе проведен численный анализ буровой штанги, когда число разбиений N принималось равным 100. В дискретном представлении модель (6)-(8) примет вид:

На левом конце буровой колонны

$$x = 0: \quad u_1 - u_0 = -\frac{lF_{sta}}{EA}. \quad (9)$$

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} - \frac{1}{3l^2}(2u_0 - 3u_1 + u_2) = -\frac{\mu g}{Lc^2} \text{sgn}(\dot{u}_1) \quad \text{при } j=1, \quad (10)$$

$$\frac{\partial^2 u_j}{\partial t^2} - \frac{1}{4l^2}(u_{j-1} - 2u_j + u_{j+1}) = -\frac{\mu g}{Lc^2} \text{sgn}(\dot{u}_j) \quad \text{при } j = \overline{2, N-2}, \quad (11)$$

$$\frac{\partial^2 u_{N-1}}{\partial t^2} - \frac{1}{3l^2}(u_{N-2} - 3u_{N-1} + 2u_N) = -\frac{\mu g}{Lc^2} \text{sgn}(\dot{u}_N) \quad \text{при } j = N-1, \quad (12)$$

на правом конце буровой колонны $x = 1$:

$$\frac{\partial^2 u_N}{\partial t^2} + \frac{(\rho A)L}{m_{bit}}(u_N - u_{N-1}) = \frac{F_0}{m_{bit}Lc^2} \sin\left(\frac{\omega_f}{c}t\right) + \frac{1}{m_{bit}Lc^2} f_{bit}(Lc\dot{u}_N) \quad (13)$$

Начальные условия в узлах принимались нулевыми, то есть:

$$u_j|_{t=0} = 0, \quad \frac{\partial u_j}{\partial t}|_{t=0} = 0. \quad (14)$$

Полученная система из 101 нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка решалась с помощью пакета символьной математики **Wolfram Mathematica (WM)**. Расчеты по анализу динамической модели (9)-(14) проводились, как и в работе [2], при следующих геометрических и физических параметрах горизонтальной буровой колонны, а также действующих на нее нагрузках: $E = 210$ ГПа; $\rho = 7850$ кг/м³; $g = 9,81$ м/с²; $D_i = 0,10$ м (внутренний диаметр); $D_o = 0,15$ м (внешний диаметр); $L/D_o = 400$; $m_{bit} = 20$ кг; $c_1 = 1,4 \cdot 10^3$ Н; $c_2 = 400$; $\mu = 0,1$; $\omega_f = 100 \cdot 2\pi/60$ рад/с; $t \in [0, 10]$ с; $\Delta t = 0,0001$ с; $f_{sta} = 5500$ Н; $F_0 = 550$ Н.

Авторами работы получены величины перемещений и ускорений буровой штанги в аппроксимирующих ее узлах на заданном временном интервале. Определены перемещения (рисунок 2) и скорость движения бура (рисунок 3), а также отношение мощности на входе бура к мощности на выходе бура (рисунок 4), являющееся показателем эффективности производимых буровых работ.

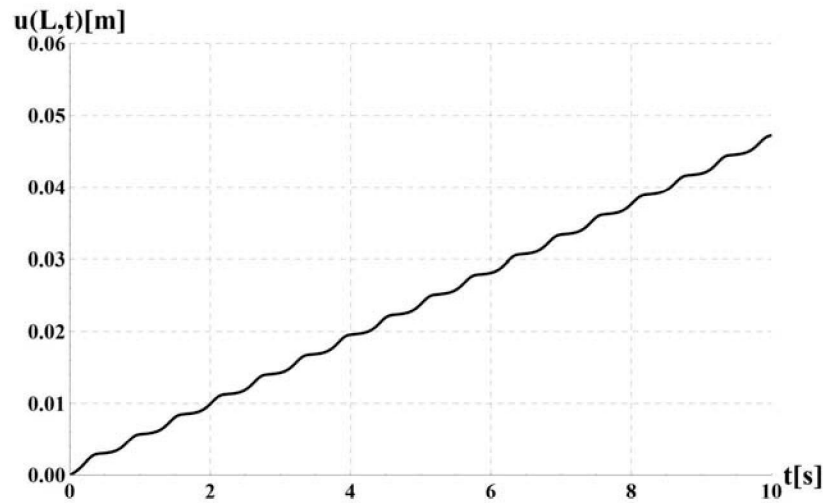


Рисунок 2 – Перемещение бура

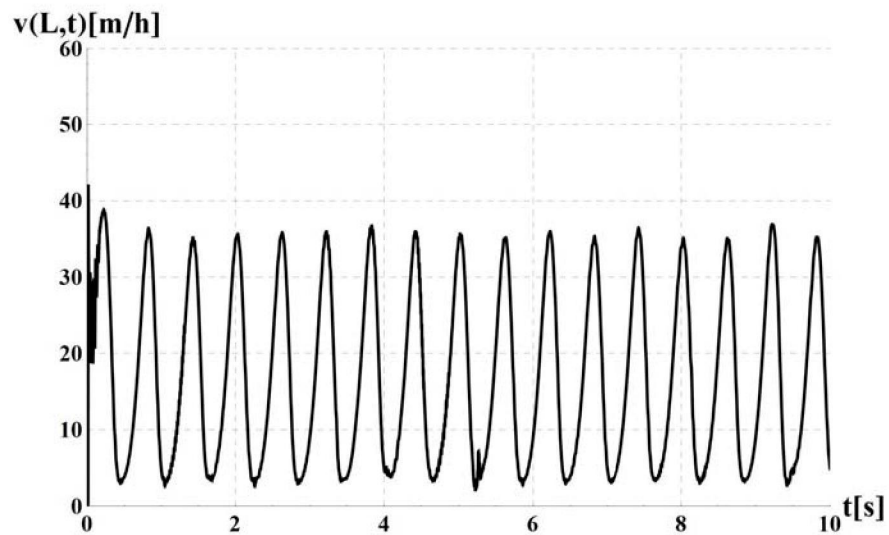


Рисунок 3 – Скорость движения бура

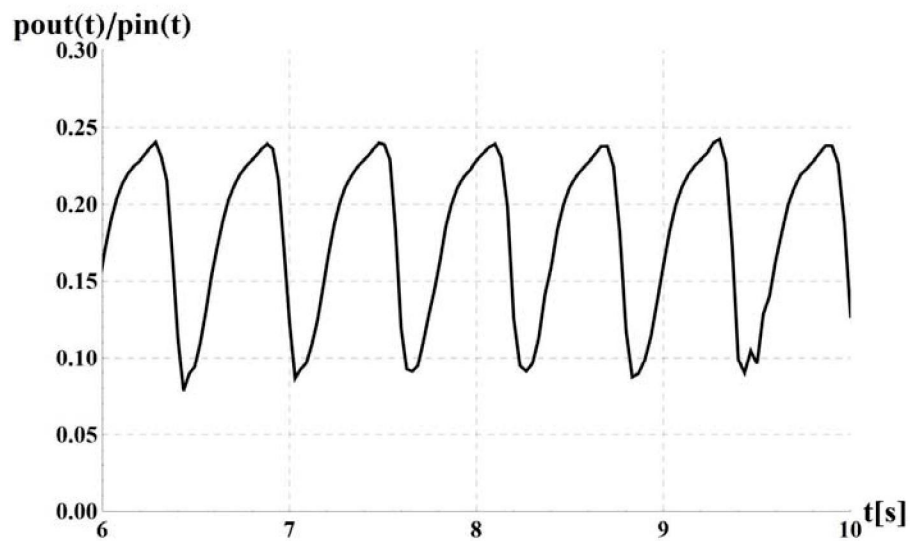


Рисунок 4 – Динамика отношения мощности на входе бура к мощности на его выходе

Рисунок 3 свидетельствует о наличии осциллирующего процесса в буровой колонне, стремящегося к «зануливанию» скорости движения бура. Результаты исследований, представленные на рисунке 4, свидетельствуют, что эффективность бурильного процесса близка к 25%. Причиной потерь энергии являются указанные в рассмотренной модели действующие на буровую штангу нагрузки в виде сил трения, реакции со стороны породы на бур и др.

Полученные в работе результаты качественно и количественно согласуются с результатами работы Ritto, где расчеты динамической модели проводились методом конечных элементов. Анализ результатов исследований свидетельствует об эффективности применения метода сосредоточенных параметров для решения нелинейных задач динамики стержневых элементов. Нелинейные модели движения конструкций с распределенными параметрами мало изучены и представляют практический интерес. Их решение в настоящее время является актуальным в области моделирования физических и технологических процессов в упругих средах, задачах машиностроения и др. областях техники.

Помимо отмеченного выше, метод сосредоточенных параметров эффективен при численном анализе динамики конструкций с переменными сложными сечениями, неоднородностью среды и локальными нагрузками. Эти осложняющие моделирование факторы устраняются путем разбиения исследуемого объекта в местах перепада форм сечения, свойств среды или мест действия локальных нагрузок.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Sadler J.P. A lamped parameter approach to the kineto-elastodynamic analysis of mechanisms: Doctoral dissertation. – Rensselaer Polytechn. Institute, 1971.
- [2] Ritto T.G. Drill-string horizontal dynamics with uncertainty on the frictional force // Journal of Sound and Vibration. – 2013, 332. – P. 145-153.

REFERENCES

- [1] Sadler J.P. A lamped parameter approach to the kineto-elastodynamic analysis of mechanisms: Doctoral dissertation. Rensselaer Polytechn. Institute, 1971.
- [2] Ritto T.G. Drill-string horizontal dynamics with uncertainty on the frictional force. Journal of Sound and Vibration. 2013, 332. P.145-153.

ЖИНАҚТАЛҒАН ПАРАМЕТРЛЕР ӘДІСІ БОЙЫНША ГОРИЗОНТАЛЬДІ БҰРҒЫЛАУ ШТАНГІСІ ТЕРБЕЛІСІНІҢ АНАЛИЗІ

Л. А. Хаджиева, А. С. Сергалшев

Әл-Фараби атындағы Қазақ ұлттық университеті, Алматы, Қазақстан

Тірек сөздер: динамика, сызықты емес модель, бұрғылау штангасы, үйкеліс күші, жинақталған параметрлер.

Аннотация. Жұмыста скважина қабырғаларының үйкеліс күші ескерілген горизонтальді бұрғылау саптарының динамикасы зерттелген. Т. G. Ritto және оның қосымша авторлары ұсынған саптың бойлық тербелістер моделі қарастырылған. Қарастырылған модель сызықсыз сипаттамалы және жинақталған параметрлер әдісі бойынша зерттелген. Әдістің нәтижесі бойынша бұрғылау сабы тең қашықтықтағы нүктелік массаның ақырғы санымен сипатталған, берілген жұмыста бөліну саны 100 тең. Бұрғылау қозғалысының жылдамдығы мен ауыспалылығы анықталды, сонымен қатар бұрғылау жұмысының өндірістік көрсеткіші болып табылатын бұрғылаудың бастапқы және ақырғы қуаттылықтарының қатынасы да есептелді. Алынған нәтижелер сапалы және Ritto-ның ақырғы элементтер әдісі бойынша жүргізілген динамикалық моделінің нәтижесімен сәйкес.

Поступила 01.10.2014 г.