

Ударные процессы при спуске и посадке на забой агрегата РТБ

Шевченко Ф. Л., Петтик Ю. В.*

Донецкий национальный политехнический университет, Донецк, Украина

Поступила в редакцию 10.06.09, принята к печати 20.12.09.

Аннотация

В работе рассматриваются динамические процессы в бурильной колонне при ее спуске и посадке на забой. Расчеты основаны на волновой теории продольных колебаний систем с распределенными параметрами.

Ключевые слова: бурильная колонна, колебания.

В угольной промышленности Украины для строительства шахтных стволов и вентиляционных скважин большого диаметра, в районе Донбасса, часто используют специальные способы проходки, которые связаны с бурением. Однако бурение, несмотря на многолетний опыт его применения, не позволяет до настоящего времени полностью раскрыть все свои потенциальные возможности.

Парк буровых установок единственного в СНГ специализированного предприятия ГХК ПШО «Спецшахтобурение» на 70 % состоит из агрегатов реактивно-турбинного бурения (РТБ), которые начали широко использоваться в бывшем СССР в конце 50-х, начале 60-х годах.

Опыт эксплуатации буровых установок показал, что их работа постоянно связана с авариями различной сложности. Одной из главных причин приводящих буровые установки к авариям и поломкам, являются динамические нагрузки, связанные непосредственно с бурением и спуско-подъемными операциями. Наиболее опасны продольные удары, которые связаны со спуском бурового агрегата РТБ и его встречей с забоем. Последствия ударных процессов, как правило, приводят к обрыву забойного агрегата (массой до 30-50 т) и потерей его на забое. При этом, ликвидация аварий, подъем бурового агрегата и его ремонт могут занимать значительное время - от нескольких дней до нескольких месяцев, что приводит к значительным материальным затратам, срыву ввода ствола или скважины в эксплуатацию, задержку пуска новых лав на шахтах и, как следствие, снижение угледобычи горными предприятиями.

Поэтому, исследование ударных процессов при посадке бурового агрегата на забой, его спуске, когда возможна внезапная задержка агрегата в каверне или уступе ствола, а затем его срыв с препятствия, и разработка практических рекомендаций по учету этого явления и его предупреждение за счет обоснованных технологических режимов, является весьма важной и актуальной задачей.

В монографиях [1-3], посвященных вопросам бурения нефтяных и газовых скважин, авторами указывается на необходимость проведения фундаментальных исследований динамики буровых установок, как систем с распределенными параметрами и дискретными массами. Однако, комплексной практической реализации таких расчетов за исключением работы [4], посвященной динамике бурильных колонн роторных буровых установок, на настоящий момент не имеется.

Многие авторы, изучавшие динамические процессы в буровых установках подчеркивают, что в связи со сложностью и малой достоверностью экспериментальных

* E-mail: ttgr@pop.dgtu.donetsk.ua

исследований в реальных условиях, на первое место выходят теоретические исследования с использованием уравнений математической физики и компьютерных технологий [4-8].

Целью данной работы является изучение динамических процессов, протекающих при спуске БС и его посадке на забой, как системы с распределенными параметрами и дискретными массами, и разработка на их базе практических рекомендаций для спуска БС для буровых участков специализированных шахтопроходческих предприятий.

При реактивно-турбинном бурении породу разрушают с помощью забойного агрегата, состоящего из двух, трех или четырех, параллельно работающих и жестко соединенных между собой турбобуров с долотами. Для бурения скважин большого диаметра широко используют реактивно-турбинные агрегаты конструкции ВНИИБТ: РТБ-2600, РТБ-3000, РТБ-3200 и др. Конструкция агрегата РТБ-3200, его основные элементы, определяющие параметры собственных колебаний бурового става рассмотрены в работе [8].

Спуск и подъем буровой колонны агрегатов РТБ имеет место после каждых 8-20 часов бурения, для замены отработанных долот. При спуске буровая колонна движется со скоростью v до встречи с забоем. Если скорость v будет больше допустимой, то возможны разрушения бурового става от потери прочности или устойчивости.

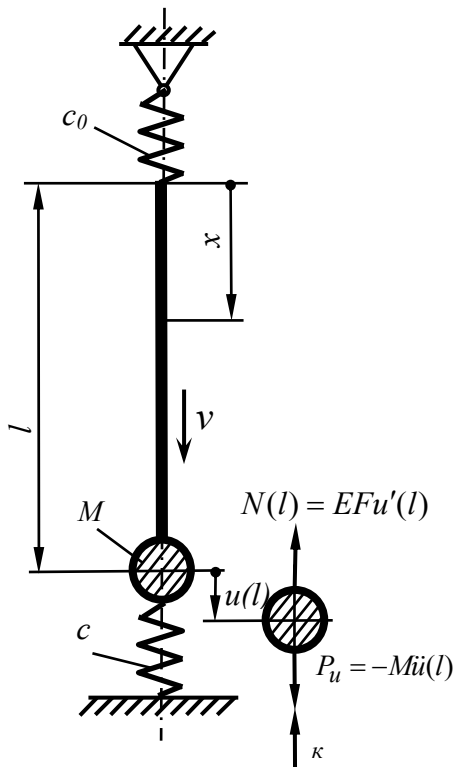


Рис. 1. Расчетная схема буровой установки РТБ

На рис. 1 приведена расчетная схема буровой колонны, где обозначены: m - погонная масса буровой колонны; c_0 - жесткость талевой системы; c - жесткость турбобуров; M - масса агрегата с утяжелителями.

Заметим, что из расчетной схемы исключена масса трехшарошечных долот, которую не нужно учитывать в динамических процессах после ее касания с забоем.

Так как статическое напряженное состояние можно рассматривать независимо от динамического, то рассмотрим лишь динамические процессы в буровой колонне.

Решение волнового уравнения

$$\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} - c^2 \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = \frac{q(x, t)}{m},$$

описывающего перемещения поперечных сечений буровой колонны в динамике можно представить в начальных параметрах [9]

$$u(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left(u_{on} \cdot \cos k_n x + \frac{N_{on}}{k_n EF} \cdot \sin k_n x \right) \sin(\omega_n t + \mu_n)$$

где ω_n - частота собственных колебаний n -й гармоники, $\omega = k_n \cdot a = k_n \cdot \sqrt{\frac{EF}{m}}$, k_n - волновые числа; a - скорость движения волны деформации; E - модуль Юнга; F - площадь поперечного сечения стержня трубы.

Так как внутреннее усилие в начале координат $N_0 = c_0 u_0$, то уравнение перемещений сечений для произвольной гармоники принимает вид

$$u(x) = u_0 \left(\cos kx + \frac{c_0}{kEF} \cdot \sin kx \right) = u_0 \left(\cos kx + \frac{\bar{c}_0}{\lambda} \cdot \sin kx \right) = u_0 X(x), \quad (1)$$

где $\bar{c}_0 = \frac{c_0 l}{EF}$.

Дифференцированием (1) получаем уравнение внутренних усилий в буровой трубе

$$N(x) = EFu'(x) = EFku_0 \left(-\sin kx + \frac{\bar{c}_0}{\lambda} \cos kx \right).$$

При этом сила инерции колеблющейся массы составит

$$P_u = -M\ddot{u}(l) = M\omega^2 u(l) = M \frac{k^2 EF}{m} u(l) = \xi \lambda k EF u_0 \left(\cos \lambda + \frac{\bar{c}_0}{\lambda} \sin \lambda \right), \quad \lambda = kl.$$

Условие равновесия массы M $N(l) = P_u - R$, с учетом реакции забоя $R = cu(l)$ имеет вид

$$EFu_0 \frac{dX(l)}{dx} = EFu_0 \left(\xi \lambda - \frac{\bar{c}}{\lambda} \right) X(l), \quad \bar{c} = \frac{cl}{EF}, \quad (2)$$

где $X(l) = \cos kl + \frac{\bar{c}_0}{\lambda} \sin kl$ - собственная функция. С учетом значения $X(l)$ уравнение (2) можно записать в виде

$$EFk \left(-\sin \lambda + \frac{\bar{c}_0}{\lambda} \cos \lambda \right) = (EFk\xi\lambda - c) \left(\cos \lambda + \frac{\bar{c}_0}{\lambda} \sin \lambda \right)$$

или

$$-\sin \lambda + \frac{\bar{c}_0}{\lambda} \cos \lambda = \left(\xi \lambda - \frac{\bar{c}}{\lambda} \right) \cos \lambda + \frac{\bar{c}_0}{\lambda} \left(\xi \lambda - \frac{\bar{c}}{\lambda} \right) \sin \lambda. \quad (3)$$

После преобразование из уравнения (3) получаем частотное уравнение

$$\operatorname{tg} \lambda = \lambda \frac{\bar{c}_0 + \bar{c} - \xi \lambda^2}{\lambda^2 (1 + \xi \bar{c}_0) - \bar{c}_0 + \bar{c}}. \quad (4)$$

С учетом того, что производная от собственной функции будет иметь вид

$$\frac{dX(x)}{dx} = -k \sin kx + k \frac{\bar{c}_0}{\lambda} \cos kx = k \left(-\sin kx + \frac{\bar{c}_0}{\lambda} \cos kx \right) = k \frac{dX(x)}{d(z)} = kX'(z),$$

условие равновесие массы M с учетом (2) приведет к зависимости

$$\frac{dX(l)}{dx} = \left(k^2 \xi l - \frac{\bar{c}}{\lambda} \right) X(l).$$

С учетом этой производной рассмотрим зависимость, позволяющую найти весовую функцию [9]

$$\left(k_n^2 - k_m^2 \right) \int_0^l X_n(x) X_m(x) dx = X_n(l) X'_m(l) - X_m(l) X'_n(l) - X_n(0) X'_m(0) + X_m(0) X'_n(0),$$

или

$$\left(k_n^2 - k_m^2 \right) \int_0^l X_n(x) X_m(x) dx = X_n(l) X_m(l) \left(k_m^2 \xi l - \frac{\bar{c}}{\lambda_m} \right) - X_m(l) X_n(l) \left(k_n^2 \xi l - \frac{\bar{c}}{\lambda_n} \right) -$$

$$- k_m \frac{\bar{c}}{\lambda_m} + k_n \frac{\bar{c}}{\lambda_n} = \left(k_m^2 - k_n^2 \right) \xi l X_n(l) X_m(l),$$

т.е.

$$\int_0^l X_n(x)X_m(x)dx = -\xi l X_n(l)X_m(l).$$

Теперь по известной формуле [9] находим весовую функцию

$$\rho(x) = 1 - \frac{\int_0^l X_n(x)X_m(x)dx}{X_n(l)X_m(l)} \cdot \delta(x-l) = 1 + \xi l \delta(x-l)$$

где $\delta(x-l)$ - дельта функция Дирака, характерна тем, что $\int_0^l \delta(x-l)f(x)dx = f(l)$.

Из равенства (3) находим

$$\frac{\bar{c}_0}{\lambda} = \frac{\sin \lambda + (\xi \lambda - \frac{\bar{c}}{\lambda}) \cos \lambda}{\cos \lambda - (\xi \lambda - \frac{\bar{c}}{\lambda}) \sin \lambda} = \alpha.$$

Тогда собственные функции и их производные примут вид

$$X(x) = \cos kx + \alpha \sin kx, \quad \frac{dX(x)}{dz} = -\sin kx + \alpha \cos kx = X'(z). \quad (6)$$

Теперь найдем квадрат нормы собственных функций

$$\begin{aligned} \Delta_n^2 &= \int_0^l \rho(x)X_n(x)X_m(x)dx = \int_0^l (1 + \xi l \delta(x-l))X_n(x)X_m(x)dx = \\ &= \int_0^l X_n(x)X_m(x)dx + \int_0^l X^2(x)dx + \xi l X_n(l)X_m(l) + \xi l X^2(l) \end{aligned}$$

Но первое и третье слагаемое взаимно уничтожаются, следовательно

$$\Delta_n^2 = \int_0^l X^2(x)dx + \xi l X^2(l).$$

Этот интеграл можно найти по известной зависимости [9]

$$\int_0^l X^2(x)dx = \frac{1}{2k} \left[kx(X^2(x) + (X'(x))^2) - XX' \right]_0^l = \frac{1}{2k} \left[kl(X^2(l) + (X'(l))^2) - X(l)X'(l) + X(0)X'(0) \right].$$

С учетом функций (6) получаем

$$\int_0^l X^2 dx = \frac{l}{2} \left(1 + \alpha^2 - \frac{\alpha}{\lambda} \cos 2\lambda + \frac{1 - \lambda^2}{2\lambda} \sin 2\lambda + \frac{\alpha}{\lambda} \right),$$

Тогда

$$\Delta_n^2 = \frac{l}{2} \left(1 + \alpha^2 - \frac{\alpha}{\lambda} \cos 2\lambda + \frac{1 - \lambda^2}{2\lambda} \sin 2\lambda + \frac{\alpha}{\lambda} + 2\xi \left(\cos^2 \lambda + \alpha^2 \sin^2 \lambda + \alpha \sin 2\lambda \right) \right) = \frac{l}{2} \bar{\Delta}_n^2. \quad (7)$$

Теперь можно рассмотреть начальное условие, отражающие сообщение бурильной колонне скорости v во всех сечениях кроме забоя, т.е. при $x=l$

$$\dot{u}(x,0) = v[1 - e(-x)], \text{ т.е. } \sum_{n=1}^{\infty} u_0 \omega_n X_n(x) = v[1 - e(-x)].$$

Умножаем это равенство на вес $\rho(x)$, собственные функции $X_n(x)$ и интегрируем по длине буровой колонны получим

$$u_n \omega_n \int_0^l \rho(x) X_n(x) X_m(x) dx = v \int_0^l (1 - e(x-l))(1 + \xi l \delta(x-l)) X(x) dx.$$

Отсюда находим зависимость

$$u_0 \omega_n \Delta_n^2 = v \left[\int_0^l X(x) dx + \xi l X(l) \right] = \frac{vl}{\lambda} [(1 + \alpha \xi \lambda) \sin \lambda + (\xi \lambda - \alpha) \cos \lambda + \alpha],$$

позволяющую вычислить амплитудные значения начального параметра в верхнем сечении колонны

$$u_0 = \frac{vl}{\omega_n \Delta_n^2} \cdot \frac{1}{\lambda} [(1 + \alpha \xi \lambda) \sin \lambda + (\xi \lambda - \alpha) \cos \lambda + \alpha].$$

С учетом значения частоты и квадрата нормы получаем уравнение движения сечений трубного става, вызванных сообщением системе начальной скорости движения v

$$u(x,t)_n = 2vl \sqrt{\frac{m}{EF}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{X_n(x)}{\lambda_n^2 \Delta_n^2} \cdot [(1 + \alpha \xi \lambda_n) \sin \lambda_n + (\xi \lambda_n - \alpha) \cos \lambda_n + \alpha] \cdot \sin(\omega_n t + \mu_0). \quad (8)$$

Дифференцированием (8) найдем напряжения $\sigma = Eu'$, которые будут определяться по зависимости

$$\sigma(x,t)_n = 2E \frac{v}{a} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\alpha \sin k_n x - \cos k_n x}{\lambda_n \Delta_n^2} \cdot [(1 + \alpha \xi \lambda_n) \sin \lambda_n + (\xi \lambda_n - \alpha) \cos \lambda_n + \alpha] \cdot \sin(\omega_n t + \mu_0). \quad (9)$$

К этому расчету нужно добавить решение на внезапное приложение веса бурового става [9]

$$\begin{aligned} u(x,t) &= \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1 - \cos \omega_n t}{k^2 EF \Delta_n^2} \cdot X_n(x) \int_0^l q(1 + \xi l \delta(x-l)) X(x) dx = \\ &= \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1 - \cos \omega_n t}{k^2 EF l} \cdot \left[\frac{2X_n(x)}{\Delta_n^2} q \int_0^l (\cos kx - \alpha \sin kx) dx + q \frac{Ml}{ml} (\cos \lambda + \alpha \sin \lambda) \right] = \\ &= \left[\frac{ql^2}{2EF} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4X_n(x)}{\lambda_n^3 \Delta_n^2} (\sin \lambda + \alpha(1 - \cos \lambda)) + \frac{Ql}{EF} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{\lambda_n^2} \cdot \frac{X_n(x)}{\Delta_n^2} (\cos \lambda + \alpha \sin \lambda) \right] (1 - \cos \omega t) = \\ &= 2 \frac{Ql}{EF} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos k_n x + \alpha \sin k_n x}{\lambda_n^2 \Delta_n^2} \left[\cos \lambda_n + \xi \sin \lambda_n + \frac{ql}{Q} \frac{1}{\lambda_n} (\sin \lambda_n + \alpha(1 - \cos \lambda_n)) \right] (1 - \cos \omega t). \end{aligned}$$

Отсюда дифференцированием находим напряжения в буровом стае агрегатов РТБ

$$\sigma(x,t) = 2 \frac{Q}{F} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\alpha \cos k_n x - \sin k_n x}{\lambda_n \Delta_n^2} \left[\cos \lambda_n + \xi \sin \lambda_n + \frac{1}{\xi \lambda_n} (\sin \lambda_n + \alpha(1 - \cos \lambda_n)) \right] (1 - \cos \omega t). \quad (10)$$

Таким образом, суммарные напряжения будут состоять из (9) и (10), т.е.

$$\begin{aligned} \sigma(x,t)_n = & 2E \frac{v}{a} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\alpha \sin k_n x - \cos k_n x}{\lambda_n \Delta_n^2} \cdot [(1 + \alpha \xi \lambda_n) \sin \lambda_n + (\xi \lambda_n - \alpha) \cos \lambda_n + \alpha] \cdot \sin(\omega_n t + \mu_0) + \\ & + 2 \frac{Q}{F} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\alpha \cos k_n x - \sin k_n x}{\lambda_n \Delta_n^2} \left[\cos \lambda_n + \xi \sin \lambda_n + \frac{1}{\xi \lambda_n} (\sin \lambda_n + \alpha (1 - \cos \lambda_n)) \right] (1 - \cos \omega t). \end{aligned} \quad (11)$$

Вычислим напряжения, возникающих в бурильной трубе (установки РТБ-3200) в процессе спуска и посадки агрегата забой. Установка имеет следующие основные технические характеристики: масса забойного агрегата $M = 3 \cdot 10^4$ кг; погонная масса бурильной трубы $m = 36$ кг/м. Геометрические параметры: площадь поперечного сечения бурильной трубы (при наружном диаметре 168 мм и толщине стенки $t = 9$ мм) $F_1 = 4,495 \cdot 10^{-3}$ м²; площадь поперечного сечения турбобура (при наружном диаметре 240 мм и толщине стенки $t = 10$ мм) $F_2 = 7,225 \cdot 10^{-3}$ м²; момент инерции сечения бурильной трубы $J_1 = 1,425 \cdot 10^{-5}$ м⁴; $EF_1 = 8,991 \cdot 10^8$ Н; $EF_2 = 1,445 \cdot 10^9$ Н, длина турбобура $l_2 = 7,12$ м. Глубина бурения l_1 - переменная величина, изменяется от 50 до 1000 м.

Первоначально определяем момент времени наступления максимальных суммарных напряжений для заданной глубины бурения. Например, для глубины бурения 400 м изменение максимальных суммарных напряжений в интервале до 2 с после удара показано на рис. 2. Время, при котором возникли максимальных суммарных напряжения, соответствует $t = 1,5472$ с, а их величина $\sigma = 150$ МПа.

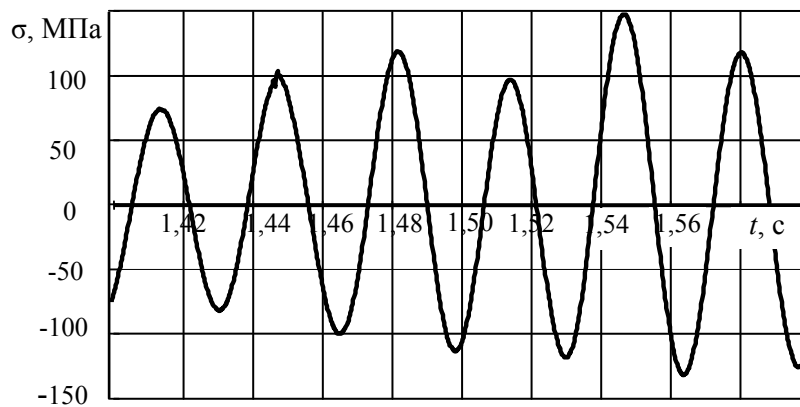


Рис. 2. Изменение суммарных напряжений в сечениях БС от времени после удара при скорости спуска $v=2,8$ м/с (глубина бурения $l=400$ м) при $x=0$

На рис. 3 показано изменение напряжений в БС при его падении на забой с высоты h при той же глубине. Так скорость спуска v , при которой возможно разрушение БС составит 4,5 м/с.

Критическая высота падения бурового става, при которой суммарные напряжения σ_g превысят прочность материала трубы, будет составлять 4-5 м, для данных условий.

Нужно отметить, что с увеличением глубины бурения суммарные напряжения уменьшаются, поэтому данный вид удара опасен при незначительных глубинах бурения порядка 70...100 м.

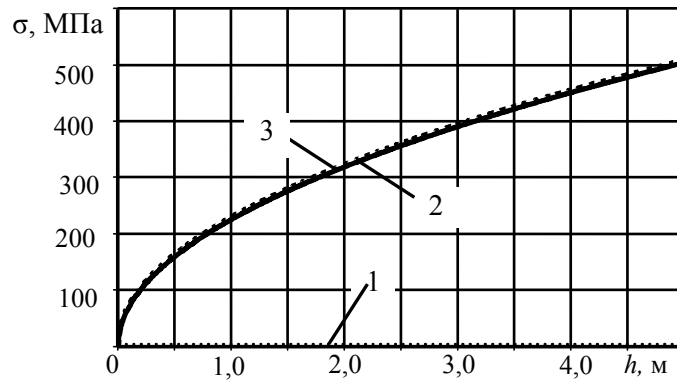


Рис. 3. Зависимость напряжений в БС при падении на забой с высоты h при глубине бурения 400 м: 1 – напряжения от внезапно приложенного веса БС; 2 – напряжения от скоростной составляющей, 3 – суммарные напряжения.

Используя зависимость (11) можно легко определить напряженно-деформированное состояние бурового става РТБ при его ударе о забой, причем в любой момент времени после удара и для любой глубины бурения.

Библиографический список

1. Сароян А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны. – М.: Недра, 1990. – 264 с.
2. Саркисов Г.М. Расчеты бурильных и обсадных колонн. – М.: Недра, 1971. – 206 с.
3. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. – М.: Недра, 1987. – 155 с.
4. Улитин Г.М. Динамика и устойчивость бурильных колонн буровых установок роторного типа. Диссертация на соискание уч. ст. докт. техн. наук. – Днепропетровск: НГУ, 2003. – 321 с.
5. Симонов В.В., Юнин Е.К. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента. – М.: Недра, 1977, - 216 с.
6. Харченко Е.В. Динамические процессы буровых установок. Львов, Свит, 1991, 176 с.
7. Улитин Г.М., Петтик Ю.В. Ударные процессы в буровых установках. // Вибрация в технике и технологиях. - 2000. -№1 - С.70-74.
8. Петтик Ю.В. Обоснование выбора динамической математической модели колебаний установок реактивно-турбинного бурения // Наукові праці Донецького національного технічного університету. серія: Машинобудування і машинознавство. Випуск 110. – Донецьк; ДонНТУ, - 2006. – С. 126-136.
9. Шевченко Ф.Л. Будівельна механіка. Спеціальний курс. Динаміка пружних стержневих систем. – Донецьк: РІА ДонДТУ, 2000. - 292 с.

© Шевченко Ф. Л., Петтик Ю. В., 2010.

Анотація

У роботі розглядаються динамічні процеси в бурильній колоні при її спуску і посадці на забій. Розрахунки засновані на хвильовій теорії подовжніх коливань систем з розподіленими параметрами.

Ключові слова: бурильна колона, коливання.

Abstract

In work dynamic processes in drill string are considered at its descent and landing to a face. Calculations are based on the wave theory of longitudinal fluctuations of systems with the distributed parameters.

Keywords: drill string, fluctuations.