

Р. М. Алиев, Ш. М. Курбанов*, Т. М. Умариев

Дагестанский государственный технический университет, г. Махачкала, Россия

**e-mail: shalym04@mail.ru*

Аннотация. В связи с ростом глубины скважин и соответствующим удорожанием их бурения проблема искривления вертикальных скважин приобретает все большую актуальность, особенно при проводке скважин в сложных горно-геологических условиях бурения. Данное обстоятельство вызвано тем, что при выполаживании искривленных скважин затрачивается много времени и финансовых затрат, причем при последующем бурении искривленной скважины возрастает риск желобообразования и соответствующих ему осложнений. Поэтому решению задачи предотвращения искривления вертикальных скважин уделяют все большее внимание в крупных нефтесервисных компаниях и буровых предприятиях.

Авторами для бурения вертикальных скважин в сложных геологических условиях предлагается использование эксцентричных утяжеленных бурильных труб (УБТ). В работе исследовано влияние вращения бурильной колонны на отклоняющую силу на долоте при бурении вертикальной скважины роторным способом. Выведено выражение для динамической фрезерующей силы на долоте с учетом использования эксцентричной УБТ в составе компоновок низа бурильной колонны.

Ключевые слова: фрезерующая сила; эксцентричная утяжеленная бурильная труба; «маятниковая» компоновка низа бурильной колонны; управляемая система роторного бурения; динамика вращения бурильной колонны

Studying of speed on the process drill string flattening vertical wells

Rasul M. Aliyev, Shamil M. Kurbanov*, Temirlan M. Umariev

Dagestan State Technical University, Makhachkala, Russia

**e-mail: shalym04@mail.ru*

Abstract. The issue of vertical wells curvature is important, especially when conducting wells in complex geological conditions of drilling, due to the increasing depth of the wells and the corresponding rise in the cost of drilling. The cause

of this circumstance lies in the large time and financial costs while flattening of the bent wells. Moreover, it should be noted that during the subsequent drilling of a curved well the risk of key-seating and the corresponding complications increases. That is why large oil field service companies and drilling enterprises are paying more and more attention to solving the problem of vertical wells curvature.

This article is devoted to investigation the effect of rotation of the drill string on the deflecting force on the bit while drilling a vertical well in a rotary way. We suggest using of eccentric drill collars for drilling vertical wells in difficult geological conditions. Also, we create an expression for the dynamic milling force on the bit, taking into account the usage of an eccentric drill collar in the composition of bottom-hole assembly.

Key words: milling force; eccentric drill collar; "pendulum" bottom-hole assembly; steerable rotary drilling system; the rotational dynamics of the drill string

Введение

В связи с растущей стоимостью проводки глубоких вертикальных нефтяных скважин становится актуальной проблема искривления вертикальных скважин при бурении в сложных горно-геологических условиях. При принудительном выполаживании искривленных скважин затрачивается много времени и материальных ресурсов, причем исправленный ствол зачастую не соответствует предъявляемым ему требованиям качества.

Для того чтобы не обесценить результаты бурения и избежать всех неприятных последствий искривления скважин, нужно знать причины и закономерности искривления, а также уметь провести мероприятия по проведению скважин в заданном направлении. Знание закономерностей искривления важно и для осуществления искусственного отклонения скважин.

Объект и методы исследования

В теории бурения вертикальных и наклонно направленных скважин для выбора расчетной схемы огромное значение имеет анализ характера вращения низа бурильной колонны. Как указывают Г. Вудс и А. Лубинский [1], при вращении бурильной колонны возможны два вида движения:

- колонна может вести себя как жесткое тело и вращаться вокруг оси скважины;
- колонна может вести себя как гибкий вал и вращаться вокруг собственной оси.

При этом реальной является та форма движения, при которой затрачивается меньшая энергия. Как отмечается далее, во время продольного изгиба бурильная колонна опускается вниз, и работа, затраченная гравитационными силами, запасается в форме потенциальной энергии упругого изгиба бурильных труб. Если после этого начнется движение второго вида, энергия изгиба расходоваться не будет. Энергия будет затрачиваться лишь на преодоление сил трения колонны о стенки скважины и сил вязкости промывочной жидкости.

Если происходит движение первого вида, энергия, затрачиваемая на преодоление сил трения труб о стенки скважины, увеличивается пропорционально отношению диаметра скважины к диаметру бурильных труб. При этом сопротивление промывочной жидкости быстрому вращению бурильных труб вокруг оси скважины должно быть очень большим. Поэтому продольно изогнутая бурильная колонна, как считают Г. Вудс и А. Лубинский, обычно вращается вокруг собственной оси. Вследствие этого равнодействующая центробежная

сила равна нулю, и на продольный изгиб она влияния не оказывает. Бурильная колонна вращается вокруг собственной оси до тех пор, пока осевая нагрузка не возрастает настолько, что образуется новая полуволна.

В результате проведенных Г. Вудсом и А. Лубинским исследований специалистами по бурению скважин негласно была выбрана парадигма вращения низа бурильной колонны вокруг собственной оси, что привело в дальнейшем к игнорированию динамических эффектов при вращении бурильной колонны.

Практика бурения скважин показывает, что основными мероприятиями по предупреждению и борьбе с искривлением скважин являются уменьшение нагрузки на долото и применение специальных КНБК (компоновки низа бурильной колонны). Уменьшение нагрузки на долото в большинстве случаев себя не оправдывает вследствие уменьшения механической скорости бурения, что приводит к заметному удорожанию затрат на строительство скважины.

Учитывая это обстоятельство, буровые компании отдают предпочтение использованию специальных КНБК, которые по принципу действия подразделяются на «маятниковые» (или «отвесные») и «жесткие». Принцип действия «маятниковых» КНБК основан на эффекте «плеча» или «отвеса» и предполагает их использование после факта фиксирования искривления скважины в процессе бурения. Разумеется, смена КНБК подразумевает проведение незапланированной спускоподъемной операции, что влечет за собой потерю времени, а следовательно, вновь приводит к росту затрат на бурение скважины.

Принцип действия «жестких» КНБК основан на эффекте «центрации» инструмента в стволе скважины и может быть рекомендован в качестве предупредительного мероприятия, предотвращающего искривление скважин. Однако использование подобных КНБК ведет к дополнительным проблемам при бурении в сложных горно-геологических условиях, а именно:

- к росту риска прихвата инструмента вследствие наличия опорно-центрирующих элементов в скважине (риск прихвата бурильной колонны резко возрастает при наличии в разрезе скважины проницаемых пластов с аномально низким пластовым давлением);
- ухудшению условий выноса шлама из скважины;
- увеличению времени на сборку — разборку КНБК;
- осыпям и обвалам стенки скважины в случае наличия в разрезе скважины несцементированных горных пород (аргиллитов, глинистых сланцев);
- повышенному риску сальникообразования на опорно-центрирующих элементах КНБК, особенно в случае наличия в геологическом разрезе реактивных глинистых пропластков.

В этой связи использование «маятниковых» компоновок низа бурильной колонны является более предпочтительным, учитывая, что наличие опорно-центрирующих элементов в составе компоновки сведено к минимуму. Но использование «маятниковых» компоновок приводит к необходимости уменьшения нагрузки на долото, так как повышенные осевые нагрузки на долото могут привести к изгибу нижней части КНБК и последующему вращению низа бурильной колонны вокруг собственной оси. Если скважина уже набрала определенный угол, то данное обстоятельство приводит к дальнейшему росту угла искривления скважины.

Буровые компании заинтересованы в разработке специальной КНБК для бурения вертикальных скважин в сложных геологических условиях, которая обладала бы свойствами автоматического уменьшения угла искривления скважины. Причем затраты на производство и обслуживание данной компо-

новки являются едва ли не основным критерием, влияющим на решение буровой компании об использовании такой КНБК.

В этой связи авторами данной работы предлагается использование так называемых эксцентричных утяжеленных буровых труб (УБТ), которые могут быть включены в КНБК при бурении вертикальной скважины. Поперечное сечение эксцентричных УБТ представляет собой кольцо с удаленным сегментом. Таким образом, центр тяжести сечения эксцентричных УБТ не совпадает с геометрическим центром круга (рис. 1).

Принцип действия эксцентричных УБТ заключается в следующем: при отклонении скважины от вертикали вращение эксцентричного УБТ приводит к фрезерованию долотом нижней стенки скважины вследствие своего дисбаланса и, как следствие этого, к автоматическому выпрямлению скважины. Таким образом, данная КНБК выступает в качестве автоматической саморегулируемой системы, что исключает затраты времени и средств на правку ствола скважины специальными ориентируемыми компоновками.

Наличие эксцентриситета у нижней части буровой колонны неизбежно приводит к учету фактора динамики при расчете КНБК и требует принятия другой парадигмы, основанной на вращении низа буровой колонны вокруг оси скважины.

Анализ обзора литературы по вопросу влияния динамики вращения низа буровой колонны на процесс искривления скважин показал отсутствие исследований, посвященных определению боковых динамических сил, действующих на долото в случае принятия парадигмы вращения низа буровой колонны вокруг оси скважины [2–8].

Путь решения задачи нахождения отклоняющего усилия на долоте представляется таковым: сначала определяется боковая динамическая сила, действующая на долото за счет влияния только центробежных сил инерции, затем система исследуется в статике, и определяется статическая боковая реакция на долоте. В дальнейшем искомые найденные значения сопоставляются, и решается вопрос: какое влияние на искривление скважины имеют центробежные силы инерции.

Вследствие математических трудностей, возникающих при решении дифференциальных уравнений с учетом одновременного влияния факторов продольно-поперечного изгиба и инерционных сил вращения на отклоняющую силу, было решено ограничиться принципом суперпозиции, рассмотрев в отдельности влияние перечисленных факторов на отклоняющую силу на долоте. Принцип суперпозиции, примененный при решении данной задачи, позволил дать приближенное ее решение, достаточное для практических целей бурения.

Дифференциальные уравнения вращения вала постоянного сечения с равномерно распределенной массой в неподвижной системе координат можно получить на основании известного соотношения, существующего между прогибом и распределенной нагрузкой [9],

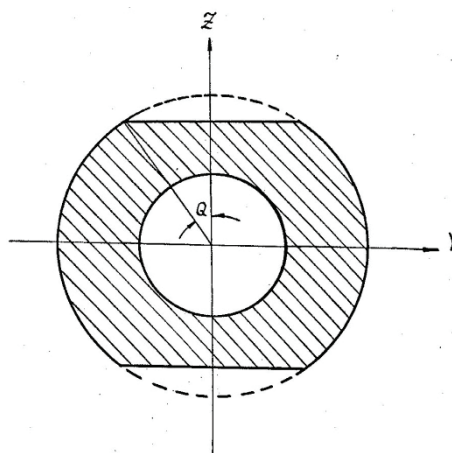


Рис. 1. Схема сечения эксцентричной УБТ

$$EJx^{IV} = q_x; EJy^{IV} = q_y, \quad (1)$$

где EJ — жесткость вала на изгиб; x и y — координаты упругой оси вала; q_x и q_y — распределенная нагрузка сил инерции в направлении координатных осей x и y .

В случае вращения с угловой скоростью ω распределенная нагрузка представляет собой силы инерции элементарных масс вала.

$$\begin{aligned} q_x &= -m\ddot{x} + m\omega^2 a(s) \cos(\omega t + \gamma) \\ q_y &= -m\ddot{y} + m\omega^2 a(s) \sin(\omega t + \gamma), \end{aligned} \quad (2)$$

где m — масса единицы длины бурильной трубы; $a(s)$ — величина эксцентриситета рассматриваемого участка низа бурильной колонны (в дальнейшем будем называть его направляющим участком), получившего название статического. Статический эксцентриситет представляет собой прогиб направляющего участка и является функцией координаты длины вала s и силовых факторов M , P и q (рис. 2 в); γ — угол между вектором дисбаланса A и осью x , вращающейся вместе с бурильной колонной (рис. 2 б).

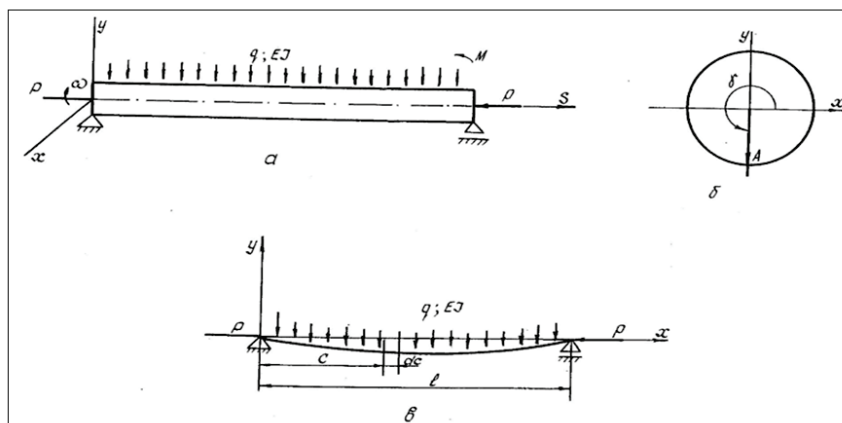


Рис. 2. Схема расчета направляющего участка

Подставив (2) в (1), получим

$$\begin{aligned} EJx^{IV} + m\ddot{x} &= m\omega^2 a(x) \cos(\omega t + \gamma); \\ EJy^{IV} + m\ddot{y} &= m\omega^2 a(s) \sin(\omega t + \gamma). \end{aligned} \quad (3)$$

Умножив второе уравнение (3) на $i = \sqrt{-1}$ и сложив с первым (3), получим после замены $z = x + iy$ и деления на m

$$\frac{EJ}{m} z^{IV} + z = \omega^2 a(s) e^{i\omega t} (\cos \gamma + i \sin \gamma). \quad (4)$$

Функция $a(s)(\cos \gamma + i \sin \gamma)$ является плоской кривой дисбалансов в отличие от пространственной кривой дисбалансов, полученной в работе [10] для исследования вращения вала с равномерно распределенными по длине вала

дисками, центры тяжести которых описывают пространственную кривую. Разложим $a(s) \cos \gamma$ и $a(s) \sin \gamma$ в ряды по формулам колебаний направляющего участка, соответствующих следующим граничным условиям:

$$x'(0) = y'(0) = 0; \quad x'(l) = y'(l) = 0; \quad x(0) = y(0) = 0; \quad x(l) = y(l) = 0.$$

При схеме, показанной на рисунке 2, свободные опоры вала (направляющего участка) на концах формы колебаний выразятся функциями синуса различной кратности

$$\begin{aligned} u &= a(s) \cos \gamma = \left(A_1 \sin \frac{\pi s}{l} + A_2 \sin \frac{2\pi s}{l} + A_3 \sin \frac{3\pi s}{l} + \dots \right) \cos \gamma \\ u &= a(s) \sin \gamma = \left(A_1 \sin \frac{\pi s}{l} + A_2 \sin \frac{2\pi s}{l} + A_3 \sin \frac{3\pi s}{l} + \dots \right) \sin \gamma, \end{aligned} \quad (5)$$

где l — длина вала; $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n, \dots$ — коэффициенты тригонометрического ряда. Имеем

$$u + iV = (\cos \gamma + i \sin \gamma) \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin \frac{n\pi s}{l}. \quad (6)$$

Подставляя (6) в (4), получим

$$\frac{EJ}{m} z^{IV} + \ddot{z} = \omega^2 e^{i\omega t} (\cos \gamma + i \sin \gamma) \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin \frac{n\pi x}{l}. \quad (7)$$

Это уравнение решается подстановкой

$$z = e^{i\omega t} \sum_{n=1}^{\infty} z_n \sin \frac{n\pi x}{l}, \quad (8)$$

которая приводит к

$$\sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{EJ}{m} \frac{n^4 \pi^4}{l^4} - \omega^2 \right) z_n \sin \frac{n\pi x}{l} = \omega^2 (\cos \gamma + i \sin \gamma) \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin \frac{n\pi x}{l}. \quad (9)$$

Из уравнения (9) определим

$$\begin{aligned} z &= \omega^2 e^{i\omega t} (\cos \gamma + i \sin \gamma) \left(\frac{A_1}{\frac{EJ}{m} \frac{\pi^4}{l^4} - \omega^2} \sin \frac{\pi s}{l} + \frac{A_2}{\frac{EJ}{m} \frac{2^4 \pi^4}{l^4} - \omega^2} \sin \frac{2\pi s}{l} + \dots + \right. \\ &\quad \left. \frac{A_n}{\frac{EJ}{m} \frac{n^4 \pi^4}{l^4} - \omega^2} \sin \frac{n\pi s}{l} + \dots \right). \end{aligned} \quad (10)$$

Числа $\frac{n^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}$ являются значениями критических скоростей вала с равномерно распределенной массой. Тогда

$$z = e^{i(\omega t + \gamma)} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_{kp_n}^2}} \sin \frac{n\pi s}{l} \frac{\omega^2}{\omega_{kp_n}^2}. \quad (11)$$

Величина динамических реакций на каждой опоре определяется суммой сходящегося ряда

$$R = - \int_0^{l/2} mzd\ddot{s} = - e^{i(\omega t + \gamma)} \omega^4 m \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\omega_{kp_n}^2 - \omega^2} \int_0^{l/2} A_n \sin \frac{n\pi s}{l} ds.$$

Знак «минус» свидетельствует о различных направлениях действия инерционных сил и динамической реакции. Первый член ряда (11), как показали расчеты, уже определяет порядок величины динамической реакции

$$R_1 = - \frac{\omega^4 m}{\omega_{kp_1}^2 - \omega^2} \frac{M l^3 \pi^2 - 4 q l^3 \sin \alpha}{\pi^6 EJ - P \pi^4 l^2}. \quad (12)$$

Определим первую составляющую динамической реакции при следующих данных:

$l = 12$ м; $\alpha = 30^\circ$; $M = 2,43$ кН·м; $q = 0,257$ кН/м; $P = 19,6$ кН; $EJ = 1\,200$ кН·м².

1. $\omega = 52,33$ с⁻¹ ($n = 500$ об/мин); $\omega_{kp_1} = 54,88$ с⁻¹; $R_1 = -72,854$ кН
2. $\omega = 62,80$ с⁻¹ ($n = 600$ об/мин); $\omega_{kp_2} = 123,48$ с⁻¹; $R_1 = -3,647$ кН
3. $\omega = 73,27$ с⁻¹ ($n = 700$ об/мин); $\omega_{kp_2} = 123,48$ с⁻¹; $R_1 = -7,733$ кН
4. $\omega = 83,73$ с⁻¹ ($n = 800$ об/мин); $\omega_{kp_2} = 123,48$ с⁻¹; $R_1 = -15,812$ кН
5. $\omega = 94,20$ с⁻¹ ($n = 900$ об/мин); $\omega_{kp_2} = 123,48$ с⁻¹; $R_1 = -32,737$ кН

Численное значение момента M взято из статического расчета КНБК.

При анализе данного расчета были сделаны следующие выводы:

- величина динамического бокового усилия на долоте пропорциональна квадрату угловой скорости вращения направляющего участка и при увеличении числа оборотов резко возрастает;
- при приближении числа оборотов вращения направляющего участка к критической угловой скорости, зависящей от параметров вращающегося с большими скоростями направляющего участка, величина бокового динамического усилия на долоте скачкообразно возрастает.

Таким образом, выведенное нами выражение для динамической боковой реакции на долоте имеет следующий вид (динамическая реакция на долоте принята равной первой составляющей динамической реакции на долоте):

$$R_d = - \frac{\omega^4 m}{\omega_{kp_1}^2 - \omega^2} \frac{M \pi^2 l^3 - 4 q l^5 \sin \alpha}{\pi^6 EJ - P l^2 \pi^4}, \quad (13)$$

где ω — текущее значение угловой скорости вращения динамического участка; ω_{kp_1} — первая критическая скорость вращения направляющего участка; m — масса одного погонного метра направляющего участка; l — длина направляющего участка; q — вес одного погонного метра направляющего участка; α — зенитный угол скважины; EJ — жесткость направляющего участка; P — осевая сила, действующая на долото; M — изгибающий момент, действующий на опорно-центрирующем элементе.

Изгибающий момент M является единственной неизвестной величиной в выражении (13). Для определения данного момента был рассмотрен участок КНБК от долота до точки касания низа бурильной колонны со стенкой скважины. Влиянием осевой нагрузки пренебрегаем, так как многочисленными исследованиями установлено, что она мало влияет на положение точки касания.

ния компоновки со стенкой скважины [4, 5]. Для определения изгибающего момента M было получено следующее выражение:

$$M = \frac{l_2 + l_3}{l_{1/2}(l_2 + l_3) + l_2 l_3 J_1} \left\{ \frac{J_2 q_1 l_1^3}{8} + 3J_1 \left(\frac{E J_2 f_1}{l_2} + \frac{q_2 l_2^3}{24} \right) + \frac{6J_1 l_2}{l_2 + l_3} \left[\frac{E J_2 f_1}{l_2} - \frac{q_2 (l_2^3 + l_3^3)}{24} - E J_2 (f_2 - f_1) \frac{1}{l_3} \right] \right\}. \quad (14)$$

Очевидно, что существует некая максимальная величина зенитного угла, при которой начинает работать эффект динамического дисбаланса, и скважина начинает выполаживаться. Проще всего определить эту величину экспериментальным путем при использовании предлагаемой УБТ при бурении вертикальных скважин.

По всей видимости величина максимального зенитного угла зависит от осевой нагрузки на долото, величины дисбаланса эксцентричной УБТ, скорости вращения бурильной колонны (в работе [5] указано, что при проводке сильно искривленных скважин большое значение имеет не только КНБК, но и частота вращения ротора), фрезерующей способности долота и анизотропии пород по буримости.

В настоящее время наиболее популярным способом интенсификации добычи на истощенных месторождениях углеводородов является бурение горизонтальных скважин. При этом все большее распространение получают управляемые роторные компоновки, при бурении которыми полностью исключено ориентируемое бурение, так как бурильная колонна постоянно вращается. Несмотря на свою высокую стоимость, управляемые роторные системы постепенно вытесняют традиционные КНБК для бурения горизонтальных скважин, в состав которых включен забойный гидравлический двигатель. На практике бурение горизонтальных скважин становится полностью роторным, как и бурение вертикальных скважин, причем количество опорно-центрирующих элементов при этом сведено к минимуму.

Среди буровиков распространено мнение, что бурение вертикальных скважин проще и не требует таких затрат, как бурение наклонно направленных и горизонтальных скважин. В какой-то мере это является правдой, но при увеличении глубины вертикальных скважин стоимость проводки скважин начинает резко возрастать, и ошибки в траектории ствола могут поставить под сомнение саму возможность проводки скважины до проектной глубины. В 20–30 % случаев бурения вертикальных скважин требуется хотя бы одна правка ствола скважины по данным компании «Шлюмберже». При бурении же твердых пород при углах падения пластов свыше 20° правки ствола почти неизбежны. В соответствии с требованиями рынка компанией «Шлюмберже» разработана управляемая роторная система вертикального бурения PowerV, которая при бурении автоматически настраивается на вертикальное бурение [10]. Программирование компоновки производится на поверхности, и бурение скважины не требует телеметрического оборудования. Казалось бы, проблема бурения вертикальных скважин решена раз и навсегда, но у управляемой роторной системы один значительный недостаток — очень большая стоимость. Данное обстоятельство не позволяет повсеместно внедрить управляемые роторные системы, альтернативой же подобным высокотехнологичным компоновкам может послужить КНБК, в состав которой входит эксцентричная УБТ. Предлагаемую эксцентричную утяжеленную бурильную трубу можно изготовить в условиях трубных баз буровых компаний из обычных сбалансированных УБТ. Компоновка, в состав которой входит эксцентричная УБТ, также является саморегулируемой и не требует управления с поверхно-

сти, но стоимость ее использования неизмеримо меньше, чем у управляемых роторных систем.

Выводы

Впервые аналитически исследован процесс вращения эксцентричной УБТ, определена величина динамической составляющей отклоняющей силы на долоте. Показана эффективность применения эксцентричной УБТ для борьбы с искривлением вертикальных скважин в сложных геологических условиях.

Библиографический список

1. Вуде Г., Лубинский А. Искривление скважин при бурении. – М.: Гостоптехиздат, 1960. – 161 с.
2. Вибрационное и ударно-вращательное бурение / Т. Ф. Воскресенский [и др.]. – М.: Гостоптехиздат, 1961. – 244 с.
3. Нескоромных В. В. Направленное бурение нефтяных и газовых скважин. – М.: Изд-во Инфра-М, 2018. – 348 с.
4. Ежов И. В. Бурение наклонно-направленных и горизонтальных скважин. – М.: Изд-во Феникс, 2017. – 288 с.
5. Батлер Р. М. Горизонтальные скважины для добычи нефти, газа и битумов. – М.: Институт компьютерных исследований, НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2010. – 536 с.
6. Тагиров К. М. Эксплуатация нефтяных и газовых скважин. – М.: Академия, 2012. – 336 с.
7. Ребрик Б. М. Вибрационное бурение скважин: моногр. – М.: Недра, 1974. – 193 с.
8. Динник А. Н. Продольный изгиб. Кручение. – М.: Изд-во АН СССР, 1955. – 392 с.
9. Диментберг Ф. М. Изгибные колебания вращающихся валов. – М.: Изд-во АН СССР, 1959. – 247 с.
10. Гибридная роторная управляемая система бурения — сочетание лучшего / Э. Фельцак [и др.] // Нефтегазовое обозрение. – 2011–2012. – Т. 23, № 4. – С. 50–62.

Сведения об авторах

Алиев Расул Магомедович, д. т. н., профессор, заведующий кафедрой бурения нефтяных и газовых скважин, Дагестанский государственный технический университет, г. Махачкала

Курбанов Шамиль Магомедрасулович, к. т. н., старший преподаватель кафедры бурения нефтяных и газовых скважин, Дагестанский государственный технический университет, г. Махачкала, e-mail: shalym04@mail.ru

Умариев Темирлан Магомедович, к. т. н., доцент кафедры бурения нефтяных и газовых скважин, Дагестанский государственный технический университет, г. Махачкала

Information about the authors

Rasul M. Aliyev, Doctor of Engineering, Professor, Head of the Department of Drilling Oil and Gas Wells, Dagestan State Technical University, Makhachkala

Shamil M. Kurbanov, Candidate of Engineering, Senior Lecturer at the Department of Drilling Oil and Gas Wells, Dagestan State Technical University, Makhachkala, e-mail: shalym04@mail.ru

Temirlan M. Umariev, Candidate of Engineering, Associate Professor at the Department of Drilling Oil and Gas Wells, Dagestan State Technical University, Makhachkala