

Кобитянский А.Е., Мульков А.Н., Белобородов В.С. Моделирование динамики циркуляционного переводника буровой колонны // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2019. – Т. 21, № 4. – С. 73–80. DOI: 10.15593/2224-9877/2019.4.09

Kobityansky A.E., Mulkov A.N., Beloborodov V.S. Modeling the dynamics of the circulation sub of the drill string. *Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science*, 2019, vol. 21, no. 4, pp. 73–80. DOI: 10.15593/2224-9877/2019.4.09

**ВЕСТНИК ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение
Т. 21, № 4, 2019**

Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science
<http://vestnik.pstu.ru/mm/about/inf/>

DOI: 10.15593/2224-9877/2019.4.09
УДК 622.248.54

А.Е. Кобитянский, А.Н. Мульков, В.С. Белобородов

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ПЕРЕВОДНИКА
БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ**

Исследована динамика циркуляционного переводника, применяющегося для укрепления стенок скважины в процессе бурения. Рассмотрена конструкция и принцип функционирования переводников в процессе их эксплуатации. Выделены основные этапы работы переводника. Дано описание каждого этапа и представлены соответствующие расчетные схемы, в которых учтены геометрические, силовые и эксплуатационные параметры системы.

С учетом принятых допущений построены математические модели, представленные в виде совокупности соотношений, характеризующих механические и гидродинамические процессы функционирования переводника. В расчет введены условия, накладывающие эксплуатационные, технологические и конструктивные ограничения на режимы каждого из этапов его работы. При принятых допущениях определено значение критического давления, необходимого для продавливания шара через седло втулки конструкции. Установлены соотношения, связывающие это давление с геометрическими характеристиками шара. Приведен порядок расчета режима циркуляции тампонирующей жидкости или бурового раствора при открытии боковых отверстий. Представлена методика получения соотношений для определения давления на стояке, необходимого для обеспечения требуемого расхода бурового насоса.

Для каждого этапа работы циркуляционного переводника приведена характеристика алгоритмов и порядок численного моделирования динамики рассмотренной конструкции. Сформирован программный модуль для реализации решения полученных уравнений. По результатам проведенного математического моделирования выявлены особенности динамических явлений в процессе работы циркуляционного переводника. Получены числовые значения характеристик системы, влияющих на ее динамику путем варьирования конструкторско-технологическими параметрами переводника. Результаты расчетов сформированы в виде таблиц и графиков. Ряд из них представлен в статье в виде соответствующих диаграмм.

Ключевые слова: циркуляционный переводник, математическая модель, расчетная схема, численное моделирование, буровая колонна, полимерный шар, продавливание, скорость жидкости, тампонирующее устройство, втулка, циркуляционные порты, клапан.

A.E. Kobityansky, A.N. Mulkov, V.S. Beloborodov

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

MODELING THE DYNAMICS OF THE CIRCULATION SUB OF THE DRILL STRING

The dynamics of the circulation sub used to strengthen the walls of the well during drilling is studied. The design and functioning principle of the sub in the process of their operation is considered. The main stages of the work of the sub are highlighted. The description of each stage is given and the corresponding design schemes are presented, which take into account the geometric, power and operational parameters of the system.

Taking into account the accepted assumptions the mathematical models presented in the form of a set of relations characterizing mechanical and hydrodynamic processes of functioning of the translator are constructed. The conditions that impose operational, technological and structural restrictions on the modes of each of the stages of its operation are introduced in the calculation. Under the accepted assumptions, the value of the critical pressure required to push the ball through the seat of the bushing structure is determined. Relations are established between this pressure and the geometric characteristics of the ball. The procedure for calculating the circulation mode of the plugging fluid or drilling fluid when opening the side holes is given. The method of obtaining ratios for determining the pressure on the riser required to ensure the required flow rate of the drilling pump is presented.

For each stage of the circulation sub, the characteristic of the algorithms and the order of numerical simulation of the dynamics of the considered design are given. A software module has been formed to implement the solution of the obtained equations. According to the results of mathematical modeling the features of dynamic phenomena in the process of circulating sub are revealed. Numerical values of the system characteristics that affect its dynamics by varying the design and technological parameters of the sub are obtained. The calculation results are formed in the form of tables and graphs. A number of them are presented in the article in the form of corresponding diagrams.

Keywords: circulation sub, mathematical model, design scheme, numerical simulation, drill string, polymer ball, punching, fluid velocity, plugging, sleeve, circulation ports, valve.

В процессе бурения возникает необходимость укрепления стенок скважины [1–3] и исключения поглощения бурового раствора пластами породы. Это достигается применением специальных устройств, среди которых следует выделить конструкции циркуляционных переводников [4–8]. Основная функция циркуляционных переводников, относящихся к клапанным системам, заключается в переключении потока бурового раствора между центральным каналом и затрубным пространством колонны труб, а также в подаче тампонирующих материалов [8].

Проблема выбора конструктивных, режимных и технологических параметров, обеспечивающих эффективное функционирование этих устройств, – важная и актуальная задача, теоретическим исследованиям которой посвящены данные материалы.

Работа типовой конструкции циркуляционного переводника состоит из четырех этапов (рис. 1).

Когда клапан не активирован, буровой раствор проходит через центральный канал устройства.

На первом этапе для активации переводника в бурильную колонну сбрасывается полимерный шар. Этот шар прокачивается буровым раствором до посадки в седло втулки переводника. Течение бурового раствора приостанавливается (см. рис. 1, а). Давление жидкости возрастает. Втулка переводника с двумя боковыми отверстиями перемещается, сжимая пружину.

Второй этап работы конструкции начинается после достижения втулкой конечного положения (упора). Открываются циркуляционные порты и буровой раствор поступает в затрубное пространство в обход элементов компоновки низа бурильной колонны (КНБК) (см. рис. 1, б).

Третий этап происходит после окончания закачки бурового (тампонирующего) раствора. Буровые насосы отключают. Перепад давления между центральным каналом и затрубным пространством достигает нулевого значения. Сила упругости, создаваемая сжатой пружиной, сдвигает втулку с седлом вверх, преодолевая силы трения. Циркуляционные порты перекрываются (см. рис. 1, в).

На четвертом этапе при завершении цикла работы переводника в бурильную колонну сбрасывают два стальных шара. Включаются насосы. Втулка снова сдвигается вниз, открывая порты. За счет давления раствора, подаваемого насосом, шары фиксируются в отверстиях портов (см. рис. 1, г). Циркуляция останавливается. Давление на насосах увеличивают, и полимерный шар продавливается через посадочное седло. Пружина возвращает втулку в исходное положение. Буровой раствор вновь поступает через центральный канал. При закрытых боковых портах все шары системы попадают в шароуловитель.

Таким образом, реализация всех четырех этапов возможна при определенных значениях конструктивных, эксплуатационных и технологических параметров системы.

Расчетные схемы основных этапов работы переводника (см. рис. 1) составлены с учетом ряда следующих допущений:

- на всех участках движения втулки трение в уплотнениях постоянно;
- вязкое трение при движении втулки пропорционально ее скорости движения.

Обозначения и параметры расчетных схем представлены в табл. 1.

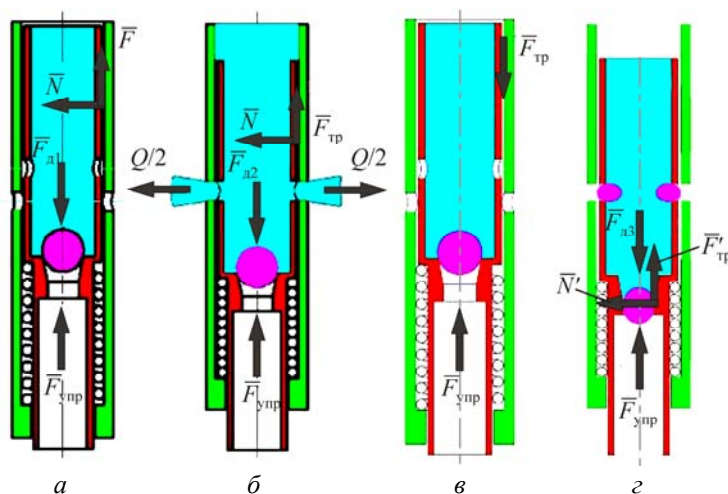


Рис. 1. Расчетные схемы: а – первый этап; б – второй этап; в – третий этап; г – четвертый этап

Таблица 1

Параметры расчетных схем и их обозначение

Характеристика	Обозначение	Единицы измерения
Давление жидкости	p	МПа
Сила трения в уплотнениях	$F_{тр}$	Н
Сила упругости	$F_{упр}$	Н
Жесткость пружины	c	Н/м
Внутренний диаметр втулки	d	м
Масса полимерного шара	m	кг
Масса втулки	M	кг
Площадь внутреннего сечения гильзы	A	м ²
Коэффициент вязкого сопротивления	h	Н·с·м ⁻¹
Диаметр уплотнений	D	м
Коэффициент трения в уплотнениях	q	–
Сила давления жидкости	$F_d = pA$	Н
Диаметр отверстия седла	d_c	м
Коэффициент трения между шаром и стенками втулки	k_1	–
Диаметр шара	$D_{ш}$	м
Модуль Юнга	$E_{ш}$	Па
Площадь сечения шара	$A_{ш}$	м ²

На первом этапе работы переводника шар в процессе движения должен находиться в седле. Для исключения продавливания шара и его вылета в накопитель определяется «критическое» значение давления жидкости, при котором шар остается в седле. На рис. 2 представлены расчетные схемы до продавливания шара и в момент его движения с последующим вылетом из седла.

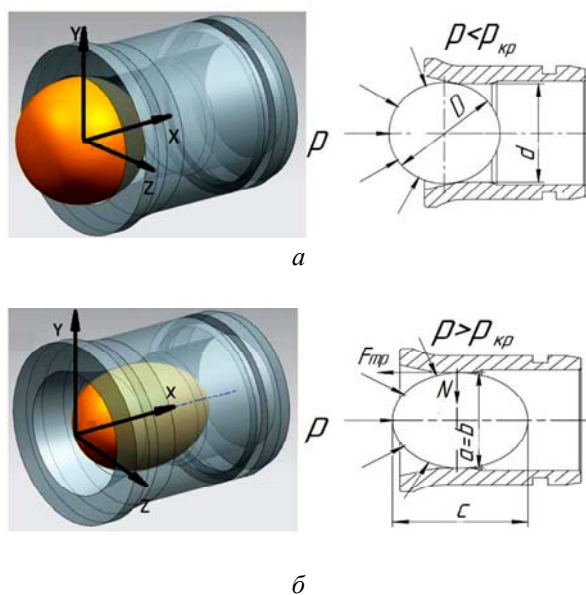


Рис. 2. 3D-модель и расчетная схема: а – положение шара во втулке до начала продавливания; б – случай продавливания шара

При этом приняты следующие допущения:

- форма шара при продавливании через втулку – эллипсоид;
- относительное движение шар–втулка характеризуется сухим трением.

Математическая модель первого этапа работы циркуляционного переводника представляет уравнение совместного движения втулки с шаром, а также условие для давления жидкости, обеспечивающего наличие шара в седле [9–11]:

$$\begin{cases} (m + M) \frac{d^2 x}{dt^2} + h \frac{dx}{dt} + cx = pA - \text{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) q\pi D; \\ p < \frac{4k_1 (D_{ш} - d) E_{ш} A_{ш}}{\pi d_c D_{ш}}. \end{cases} \quad (1)$$

На втором этапе работы переводника определяются потери давления всей циркуляционной системы скважины [12, 13].

Полные потери в скважине – суммарные потери напора во всех элементах циркуляционной системы. С учетом схемы рис. 1, б потери давления в долоте и кольцевом пространстве не учитываются.

Потери в бурильных трубах рассчитываются на основе пластической модели Бингама, так как в большинстве своем буровой раствор (или тампонирующая жидкость) относится к неньютоновским жидкостям [14–16].

Последовательность расчета представлена в табл. 2.

Алгоритм определения потерь давления в циркуляционной системе

№ п/п	Параметр	Зависимость
1	Средняя скорость жидкости в трубах, м/с	$v_t = \frac{4Q}{\pi D^2}$
2	Критическая скорость жидкости в трубах, м/с	$v_k = 1,5 \frac{PV + \sqrt{(PV)^2 + 0,1064\rho_t D^2 (YP)}}{D\rho_t}$
3	Потери давления в трубах, МПа	Турбулентный поток: $p_t = \frac{5,55\rho_t^{0,8} \cdot Q^{1,8} (PV)^{0,2} L}{D^{4,8}}, v_t > v_k$
		Ламинарный поток: $p_t = \frac{3,2 \cdot 10^{-2} \cdot L(PV)v_t}{D^2} + \frac{2,55(YP) \cdot 10^{-3}}{D}, v_t < v_k$
4	Перепад давления на портах, МПа	$p_n = p_{ст} - (p_1 + p_t)$
5	Расход жидкости через порты, л/с	$Q_n = \mu f \sqrt{\frac{2p_n}{\rho}}$

Примечание: Q – расход, м³/с; D – внутренний диаметр трубы, м; YP – предельное напряжение сдвига, Па; L – длина трубы, м; $p_{ст}$ – потери давления на стояке; μ – коэффициент расхода в портах; f – суммарная площадь сечения портов; ρ_t – плотность тампонирующего раствора, кг/л; PV – пластическая вязкость, 10⁻³ Па·с.

Чтобы шар не продавливался через седло, перепад давления на циркуляционных портах p_n не должен превышать значения критического давления $p_{кр}$ (см. формулу (1)).

С учетом требуемого расхода через циркуляционные порты решена обратная задача. По перепаду давления на портах определяется необходимое давление на буровых насосах. Решение этой задачи осуществлено в процессе компьютерного моделирования.

Уравнение совместного движения гильзы с шаром на *третьем этапе* работы переводника аналогично соотношению (1) и принятым обозначениям (см. табл. 1). Отличие лишь в том, что сила давления жидкости F_d равна нулю:

$$(m + M) \frac{d^2 x}{dt^2} + h \frac{dx}{dt} + cx = -\text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) q\pi D. \quad (2)$$

Расчет ведется до достижения втулкой верхнего положения ($X = 0$).

Во время *четвертого этапа* работы переводника втулка возвращается в начальное положение. При этом действуют соотношения, описанные в третьем этапе функционирования переводника.

Расчет основных режимных и конструкторско-технологических параметров процесса функционирования циркуляционного переводника осу-

ществлялся с помощью математического моделирования в среде MATLAB методом Рунге – Кутты четвертого порядка [17–19].

В процессе математического моделирования определяется минимальное давление, необходимое для смещения втулки на полный ход, и критическое давление, которое продавливает шар через седло (первый этап функционирования).

Расчет второго этапа работы переводника реализован по схеме обратной задачи. Первоначально определяется суммарная площадь сечения портов, площадь бурильных труб, расход жидкости через порты и критическая скорость жидкости в трубах. Также определяются потери в обвязке наземного оборудования. Затем путем сравнения полученного расхода (скорости) жидкости с критическим определяются потери давления в трубах. На завершающем этапе рассчитываются потери давления на стояке как сумма потерь давления в трубах, в обвязке и перепада давления на циркуляционных портах.

При расчете третьего этапа значение давления обнуляется, а в начальных условиях вводится соответствующее значение координаты. Результаты моделирования формируются в виде таблиц и графиков.

Для оценки влияния конструктивных элементов на динамические характеристики проведено

варьирование рядом параметров переводника при фиксированном значении одного из них.

Таковыми параметрами для первого и третьего этапов выделены: количество уплотнений, коэффициент жесткости пружины, ход втулки. Для этих этапов в качестве примера на рис. 3 приведены результаты расчетов, определяющих значения перемещения X и скорости V втулки при различных коэффициентах жесткости пружины и фиксированных значениях количества уплотнений $n = 4$ и ходе втулки $S = 0,08$ м.

Из диаграмм расчетов видно, что особенно при движении втулки на третьем этапе работы возможно появление эффекта удара из-за скачка скорости. На первом этапе это воздействие менее значимо по сравнению с третьим этапом, т.е. при достижении втулкой крайних точек хода необходимо сгладить этот эффект.

На основе методик [10, 20–22] проведен расчет напряжений, возникающих во втулке в момент удара. С учетом особенностей конструкции устройства напряжения в момент удара при жесткости пружины, равной 7 кН/м, составляют $\sigma = 250$ МПа $< [\sigma] = 830$ МПа, т.е. не превышают допустимых значений. В других случаях, на-

пример при жесткости пружины в 10 кН/м, $\sigma = 498$ МПа $< [\sigma] = 830$ МПа.

В непредвиденных случаях ударные нагрузки могут увеличиться вследствие неправильно заданных режимов тампонирования или промывки, скачка давления на буровых насосах и т.п.

Для предотвращения удара в конструкцию переводника введено разрезное кольцо, один из вариантов которого представлен на рис. 4. Оно уменьшает скорость подвижного элемента за счет создания дополнительной силы трения, рассчитываемой по методикам [23–25].

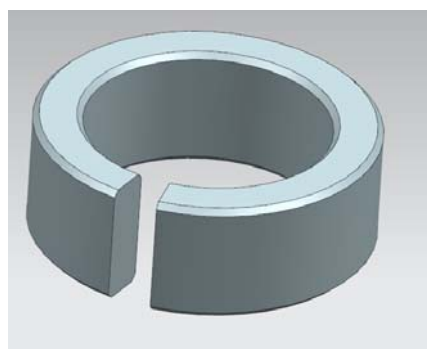


Рис. 4. Разрезное кольцо

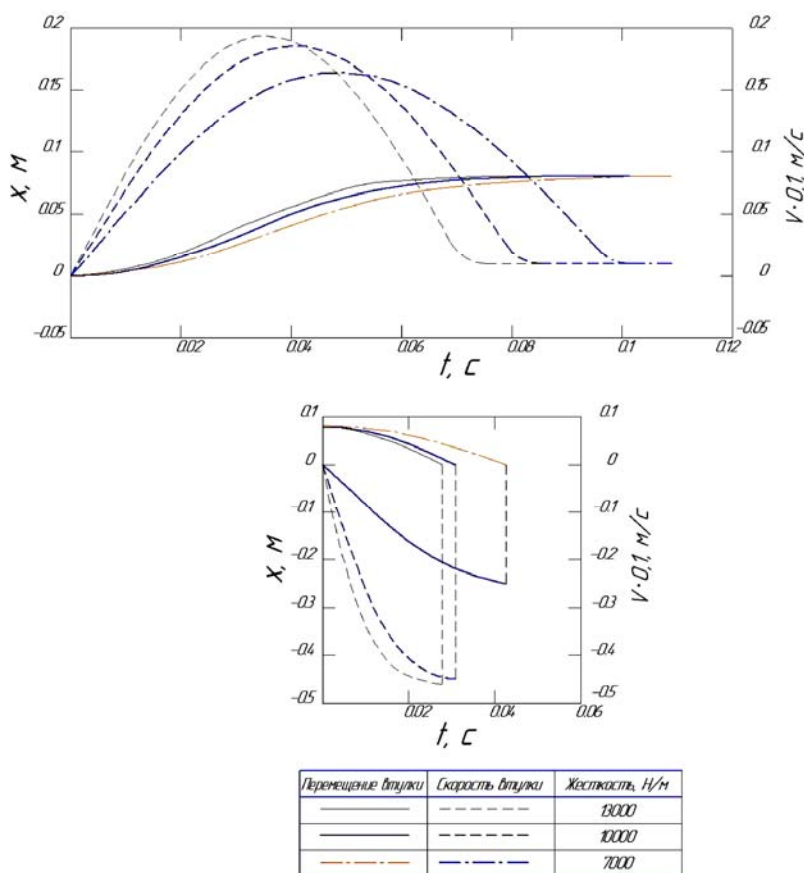


Рис. 3. Результаты влияния жесткости пружины: а – первый этап работы переводника; б – третий этап

Схема расположения кольца в механизме показана на рис. 5.

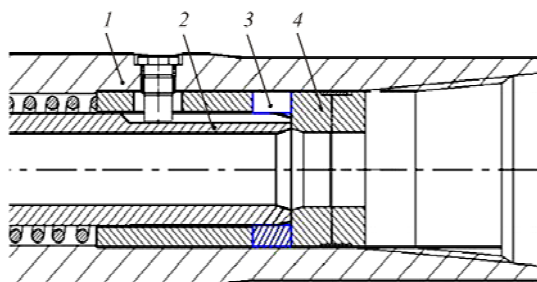


Рис. 5. Вариант расположения разрезного кольца в конструкции переводника: 1 – корпус; 2 – втулка; 3 – разрезное кольцо; 4 – упор

Для второго этапа варьируемыми параметрами являются перепад давления на портах, диаметр боковых портов и плотность жидкости. Изменение диаметра портов от 0,02 до 0,04 м, увеличение перепада давления на портах в диапазоне 5–15 МПа и варьирование плотностью бурового раствора от 1,1 до 1,5 кг/м³ приводит к изменению расхода жидкости на портах от 2,8 до 11,3 л/с, а также давления на стояке в диапазоне 5,14–15,87 МПа.

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

- разработана методика исследования динамики циркуляционного переводника на основных этапах его функционирования;
- сформированы расчетная схема и математическая модель динамических процессов переводника с учетом взаимосвязи конструкторско-технологических и эксплуатационных параметров;
- проведено математическое моделирование динамики переводника и получены численные значения основных параметров конструкции, обеспечивающие рациональные режимы его функционирования;
- полученные результаты позволяют перейти к направленному поиску оптимальных конструктивных и режимных параметров функционирования циркуляционных переводников.

Список литературы

1. Ваталева М.В. Методы и модели управления рецептурой при производстве тампонажных смесей для крепления скважин с учетом особенностей нефтяных и газовых месторождений: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.06 / Перм. нац. исслед. политехн. ун-т. – Пермь, 2019. – 192 с.
2. Булатов А.И., Проселков Ю.М., Шаманов С.А. Техника и технология бурения нефтяных и газовых скважин: учеб. для вузов / ООО «Недра-Бизнесцентр». – М., 2003. – 1007 с.

3. Ивачев Л.М. Промывка и тампонирующие геологоразведочных скважин: справ. пособие. – М.: Недра, 1989. – 247 с.
4. Циркуляционный переводник: пат. 2658851 Рос. Федерация: МПК Е 21В 34/14, Е 21В 21/10 / Фуфачев О.И., Осипов Д.А. – Заявка № 2017128977; заявл. 14.08.2017; опублик. 25.06.2018, Бюл. № 18.
5. Циркуляционный переводник буровой колонны: пат. 155225 Рос. Федерация: МПК Е 21В 21/10 / Сударев Р.П., Мяслицин Н.Ю., Караваев В.М. – Заявка № 2014144890; заявл. 06.11.2014; опублик. 27.09.2015, Бюл. № 27.
6. Циркуляционный переводник [Электронный ресурс]. – URL: http://гмс-групп.рф/netcat_files/9/4/Tsirkulyatsionnyu_perevodnik.pdf (дата обращения: 14.07.2019).
7. Циркуляционный переводник буровой колонны ООО «ВНИИБТ-Буровой инструмент» / Р.П. Сударев, Ю.А. Коротаяев, Н.Ю. Мяслицин, В.М. Караваев // Бурение и нефть. – 2018. – № 6. – С. 45–47.
8. Циркуляционные переводники PBL [Электронный ресурс]. – URL: <http://sldr.ru/catalog/2> (дата обращения: 14.07.2019).
9. Экспериментально-расчетные исследования эффективности различных способов демпфирования колебаний деталей газотурбинных двигателей / Б.Ф. Шорр, Н.Н. Серебряков, А.Н. Стадников, Д.В. Шадрин, Е.С. Руденок, А.В. Каначкин, А.Д. Бортников // Вестник Самар. гос. аэрокосм. ун-та. – 2015. – № 3. – С. 171–182.
10. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
11. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов / под ред. Г.С. Писаренко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наукова думка, 1988. – 736 с.
12. Банникова О.Ю. Совершенствование технологии приготовления и применения буровых растворов на основе сухих полимерных смесей: дис. ... канд. техн. наук: 25.00.15. – Уфа, 2015. – 210 с.
13. Осложнения и аварии при строительстве нефтяных и газовых скважин: учеб. пособие / С.В. Каменских [и др.]; Ухтин. гос. техн. ун-т. – Ухта, 2014. – 231 с.
14. Слезкин Н.А. Динамика несжимаемой жидкости / под ред. Е.И. Обросковой. – М.: Гос. изд-во техн. теор. лит., 1955. – 520 с.
15. Раба Х. Технология бурения нефтяных скважин / пер. с англ. В.Г. Григулецкого и Ю.М. Кисельмана; под ред. В.Г. Григулецкого. – М.: Недра, 1989. – 413 с.
16. Осипов П.Ф. Гидравлические и гидродинамические расчеты при бурении скважин: учеб. пособие / Ухтин. гос. техн. ун-т. – Ухта, 2004. – 71 с.
17. Дьяконов В.П. MATLAB. Полный самоучитель. – М.: ДМК-Пресс, 2012. – 768 с.
18. Shampine L.F., Reichelt M.W. The MATLAB ODE suite // SIAM J. on Sci. Comp. – 1997. – No. 18. – P. 1–22.
19. Мироновский Л.А., Петрова К.Ю. Введение в MATLAB: учеб. пособие / СПбГУАП. – 2005. – 122 с.

20. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: справ. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

21. Одельский Э.Х. Гидравлический расчет трубопроводов разного назначения. – Минск: Вышэйшая школа, 1967. – 103 с.

22. Балденко Ф.Д. Расчеты бурового оборудования / РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина. – М., 2012. – 428 с.

23. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / под ред. И.Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 928 с.

24. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / под ред. И.Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2006. – Т. 2. – 960 с.

25. Амосов А.А., Дубинский Ю.А., Копченова Н.В. Вычислительные методы для инженеров: учеб. пособие. – М.: Высш. шк., 1994. – 544 с.

References

1. Vataleva M.V. Metody i modeli upravleniia re-septuroi pri proizvodstve tamponazhnykh smesei dlia krepleniia skvazhin s uchetom osobennosti nef-tianykh i gazovykh mestorozhdenii [Methods and models of recipe management in the production of cement mixtures for well attachment, taking into account the peculiarities of oil and gas fields]. Ph.D. thesis. Perm', 2019, 192 p.

2. Bulatov A.I., Proselkov Iu.M., Shamanov S.A. Tekhnika i tekhnologiiia bureniia nef-tianykh i gazovykh skvazhin [Techniques and technology for drilling oil and gas wells]. M.: ООО «Nedra-Biznes-tsentr», 2003, 1007 p.

3. Ivachev L.M. Promyvka i tamponirovanie geo-logorazvedochnykh skvazhin [Flushing and plugging of exploration wells]. Moscow: Nedra, 1989, 247 p.

2. Fufachev O.I., Osipov D.A. Tsirkulatsionnyi perevodnik [Circulation Translator]. Patent Rossiiskaia Federatsiia no. 2658851 (2018).

4. Sudarev R.P., Mialitsin N.Iu., Karavaev V.M. Tsirkulatsionnyi perevodnik buril'noi kolonny. Patent Rossiiskaia Federatsiia no. 155225 (2015).

5. Sudarev R.P., Korotaev Iu.A., Mialitsin N.Iu., Karavaev V.M. Tsirkulatsionnyi perevodnik buril'noi kolonny ООО «VNIIBT-Burovoi instrument» [Drill Column Circulation Translator]. *Burenie i neft'*, 2018, no. 6, pp. 45–47.

6. Tsirkulatsionnyi perevodnik [Circulation Translator]. Available at: http://tms-grupp.rf/netcat_files/9/4/Tsirkulyatsionny_perevodnik.pdf (accessed 14 July 2019).

7. Sudarev R.P., Korotaev Iu.A., Mialitsin N.Iu., Karavaev V.M. Tsirkulatsionnyi perevodnik buril'noi kolonny ООО «VNIIBT-Burovoi instrument» [Circulating Translator of the Drill Column of VNIIBT-Burovoy Instrument LLC]. *Burenie i neft'*, 2018, no. 6, pp. 45–47.

8. Tsirkulatsionnye perevodniki PBL [PBL Circulation Translators]. Available at: <http://sldr.ru/catalog/2> (accessed 14 July 2019).

9. Shorr B.F., Serebriakov N.N., Stadnikov A.N., Shadrin D.V., Rudenok E.S., Kanachkin A.V., Bortnikov A.D. Eksperimental'no-raschetnye issledovaniia effektivnosti

razlichnykh sposobov dempfirovaniia kole-banii detalei gazoturbinykh dvigatelei. *Vestnik Samar. gos. aerokosm. un-ta*, 2015, no. 3, pp. 171–182.

10. Panovko Ia.G. Osnovy prikladnoi teorii kolebaniia i udara [Basics of applied vibration and shock theory]. 3rd. Leningrad: Mashinostroenie, 1976, 320 p.

11. Pisarenko G.S., Iakovlev A.P., Matveev V.V. Spravochnik po soprotivleniiu materialov. Ed. G.S. Pisarenko. 2nd. Kiev: Naukova dumka, 1988, 736 p.

12. Bannikova O.Iu. Sovershenstvovanie tekhnologii prigotovleniia i primeneniia burovnykh rastvorov na osnove sukhikh polimernykh smesei [Improvement of the technology of preparation and application of drilling fluids on the basis of dry polymeric mixtures]. Ph.D. thesis. Ufa, 2015, 210 p.

13. Kamenskikh S.V. Oslozhneniia i avarii pri stroitel'stve nef-tianykh i gazovykh skvazhin: ucheb. posobie [Complications and accidents during construction of oil and gas wells]; Ukhtin. gos. tekhn. un-t. Ukhta, 2014, 231 p.

14. Slezkin N.A. Dinamika neszchimaemoi zhidkosti [Dynamics of incompressible fluid]. Ed. E.I. Obroskovoii. Moscow: Gos. izd-vo tekhn.-teor. lit., 1955, 520 p.

15. Rabia Kh. Tekhnologiiia bureniia nef-tianykh skvazhin [Oil well drilling technology]. Ed. V.G. Griguletskogo. Moscow: Nedra, 1989, 413 p.

16. Osipov P.F. Gidravlicheskie i gidrodinami-cheskie raschety pri burenii skvazhin [Hydraulic and hydrodynamic calculations when drilling wells]. Ukhtin. gos. tekhn. un-t. Ukhta, 2004, 71 p.

17. D'iakonov V.P. MATLAB. Polnyi samouchitel' [Complete self-study]. Moscow: DMK-Press, 2012, 768 p.

18. Shampine L.F., Reichelt M.W. The MATLAB ODE suite. *SIAM J. on Sci. Comp.*, 1997, no. 18, pp. 1–22.

19. Mironovskii L.A., Petrova K.Iu. Vvedenie v MATLAB [Introduction at MATLAB]. Saint-Petersburg: SPbGUAP, 2005, 122 p.

20. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Raschet na prochnost' detalei mashin [Calculation of the strength of machine parts]. 4nd. Moscow: Mashinostroenie, 1993, 640 p.

21. Odel'skii E.Kh. Gidravlicheskie raschety truboprovodov raznogo naznacheniiia [Hydraulic calculation of pipelines for different purposes]. Minsk: Vysheishaia shkola, 1967, 103 p.

22. Baldenko F.D. Raschetny burovogo oborudovaniia [Hydraulic calculation of pipelines for different purposes]. *RGU nef-ti i gaza imeni I.M. Gubkina*. Moscow, 2012, 428 p.

23. Anur'ev V.I. Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ia [Handbook for designers and machine builders]. Ed. I.N. Zhestkovoii. 9nd. Moscow: Mashinostroenie, 2006, vol. 1, 928 p.

24. Anur'ev V.I. Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ia [Handbook for designers and machine builders]. Ed. I.N. Zhestkovoii. 9nd. Moscow: Mashinostroenie, 2006, vol. 2, 960 p.

25. Amosov A.A., Dubinskii Iu.A., Kopchenova N.V. Vychislitel'nye metody dlia inzhenerov [Computing methods for engineers]. Moscow: Vysshiaia shkola, 1994, 544 p.

Получено 18.09.19

Опубликовано 26.11.19

Сведения об авторах

Кобитянский Алексей Ефимович (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры инновационных технологий машиностроения Пермского национального исследовательского политехнического университета; e-mail: allania00@mail.ru.

Мильков Александр Николаевич (Пермь, Россия) – магистр кафедры материалов, технологий и конструирования машин Пермского национального исследовательского политехнического университета, e-mail: alexandermulkov@gmail.com.

Белобородов Владимир Сергеевич (Пермь, Россия) – аспирант кафедры инновационных технологий машиностроения Пермского национального исследовательского политехнического университета; e-mail: beloborodovvova@mail.ru.

About the authors

Alexey E. Kobityansky (Perm, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Innovative Engineering Technologies, Perm National Research Polytechnic University; e-mail: allania00@mail.ru.

Alexander N. Mulkov (Perm, Russian Federation) – Master's Degree, Department of Materials, Technologies and Constructions of Machines, Perm National Research Polytechnic University; e-mail: alexandermulkov@gmail.com.

Vladimir S. Beloborodov (Perm, Russian Federation) – Postgraduate Student, Department of Innovative Engineering Technologies, Perm National Research Polytechnic University; e-mail: beloborodovvova@mail.ru.