ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШТАНГОВЫХ ГЛУБИННЫХ НАСОСОВ ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИХСЯ МАГНИТНЫХ КЛАПАНОВ В ООО «БАШНЕФТЬ-ДОБЫЧА»

IMPROVEMENT OF OPERATION EFFICIENCY OF SUCKER ROD PUMPS BY USING FLOATING MAGNETIC SADDLE VALVES IN BASHNEFT-PRODUCTION LTD

М. Р. Насретдинов
Marsel R. Nasretdinov

НГДУ «Арланнефть»
ООО «Башнефть-Добыча»,
г. Нефтекамск, Российская Федерация

OGPD «Arlanefit»
Bashneft-Production Ltd,
Neftekamsk, Russian Federation

Среди причин отказов штанговых скважинных насосных установок (ШЧНУ) ООО «Башнефть-Добыча» более 20 % приходится на негерметичность клапанных пар штанговых глубинных насосов (ШГН), обусловленную влиянием различных осложняющих факторов и их сочетаний.

С целью повышения стабильности работы ШЧНУ было предложено внедрение самоустанавливающихся магнитных клапанов, конструктивная особенность которых состоит в применении магнитного кольца, надежно удерживающего шарик в седле. В предлагаемой статье описаны расчеты параметров эксплуатации различных типовых размеров магнитных клапанов, а также приведены результаты стендовых и опытно-промышленных испытаний данного решения.

Among the failure of sucker-rod pumping units (SRPU) of Bashneft-Production Ltd, more than 20 % are caused by leakage of valve pairs of sucker rod pumps (SRP), due to the influence of various complicating factors and their combinations.

In order to increase the SRPU operation stability, it is proposed to introduce floating magnetic saddle valves, the design feature of which is the use of a magnetic ring that reliably holds the ball in the saddle. The proposed article gives the calculations of the operating parameters of various sizes of magnetic valves, and also presents the results of the bench and field tests of this solution.

С учетом глубины залегания и потенциального дебита продуктивных пластов наиболее оптимальным способом эксплуатации скважин на месторождениях ООО «Башнефть-Добыча» является добыча нефти с применением штанговых глубинных насосов (ШГН). Данным способом добывается 15 % всей жидкости и 46 % всей нефти [1]. Структура действующего фонда скважин ООО «Башнефть-Добыча» приведена на рисунке 1. ЭЦН — электроприводной центробежный насос.

Ключевые слова

клапанная пара,
штанговый глубинный насос,
негативное влияние
осложняющих факторов,
намагниченное седло клапана

Key words

valve pair, sucker rod pump,
negative effect of complicating
factors, magnetic saddle valve

Рисунок 1. Структура действующего фонда скважин ООО «Башнефть-Добыча»

На эксплуатацию штанговых скважинных насосных установок (ШСНУ) в ООО «Башнефть-Добыча» влияют различные негативные факторы, осложняющие работу насосов: высокое газосодержание на приёме насоса, большое содержание механических примесей, наличие асфальтосмолопарафиновых отложений (АСПО) в насосно-компрессорных трубах (НКТ) и на насосных штангах (НШ), отложения солей в узлах ШГН и в НКТ, значительная кривизна ствола скважин, высоковязкие эмульсии и высоковязкие нефти (рисунок 2) [2].

В тех случаях, когда осложняющие факторы проявляются одновременно, возникает потребность борьбы одновременно с рядом осложняющих факторов. Для борьбы с осложнениями в ООО «Башнефть-Добыча» применяются различные методы, такие как химическая обработка жидкостей, тепловая обработка скважин, механические скребки, магнитная обработка жидкостей, индукционное воздействие, фильтры, газопесочные якоря и т.д.

Структура осложнённого фонда ООО «Башнефть-Добыча» и текущая наработка на

отказ (ННО) по осложняющим факторам приведены на рисунке 3.

Анализ причин отказов ШСНУ в ООО «Башнефть-Добыча» за 2017-2018 годы показал, что общая доля отказов по причине негерметичности клапанных пар составляет 20,1 % от общего количества. Более того при комиссионных разборах насосов установлен факт герметичности отказавших клапанов после удаления АСПО, эмульсии, механических примесей (86 % отказов). При этом общая наработка на отказ на осложненном фонде значительно ниже общей средней наработки ШГН.

Из практики эксплуатации ШГН выявлена закономерность: чем больше расстояние между нижней частью плунжера до всасывающего клапана («вредное пространство»), тем выше вероятность срыва подачи жидкости из-за высокого газосодержания [3]. Уменьшение «вредного пространства» насоса достигается корректной подгонкой плунжера при завершении текущего или капитального ремонта скважины. Однако у данных мероприятий есть и обратный эффект: если

Рисунок 2. Осложнённый фонд ООО «Башнефть-Добыча»

Рисунок 3. Средняя наработка ШСНУ и количество отказов на осложнённом фонде ООО «Башнефть-Добыча»

подгонка плунжера выполнена с избыточной посадкой, это может привести к отказу работы насосной установки по причине частого соударения плунжера с узлом всасывающего клапана [4].

Вероятность стабильной работы насоса, даже при наличии в нем «вредного пространства», увеличивается, если насос максимально погружен под динамический уровень, то есть давление на приём насоса увеличено, благодаря чему повышен напор и снижено вредное влияние газа, который находится в растворённом состоянии, не переходя в свободное [5].

Если насос спущен на достаточную глубину, на которой давление столба жидкости равно давлению насыщения, вредное влияние газа не проявляется, так как свободного газа в таких условиях нет. Однако при спуске насоса ближе к интервалу перфорации в горизонтальных и наклонно-направленных скважинах возникает проблема, связанная с отказами клапанов ШГН, которые не работают в участках ствола скважины с отклонениями от вертикали более 40° [6].

В качестве альтернативы дорогостоящим методам, с целью минимизации всех описанных рисков и стабилизации работы штангового глубинного насоса предложено инновационное решение — применение штангового насоса с самоустанавливающимися магнитными клапанами [7]. Модель самоустанавливающегося магнитного клапана практически не отличается от стандартного клапана штангового насоса [8–10]. Конструктивной особенностью является наличие под седлом клапана магнитного кольца по размерам идентичного седлу (рисунок 4).

1 — шарик клапана; 2 — седло клапана;
3 — клапанное магнитное кольцо

Рисунок 4. Самоустанавливающийся магнитный клапан

Под влиянием магнитных сил шарик клапана садится в седло и удерживается, обеспечивая тем самым максимальную герметичность. С учетом того, что между шариком и седлом нет промежуточных узлов, герметичность обеспечивается без риска отказа этого узла, что позволяет увеличить наработку на отказ скважинного оборудования.

Самоустанавливающиеся нагнетательный и всасывающий магнитные клапаны в составе ШГН работают следующим образом (рисунок 5): при движении плунжера 1 вверх закрывается шарик нагнетательного клапана, происходит подъём жидкости, находящейся над плунжером, на поверхность. При этом в цилиндре насоса снижается давление и происходит открытие шарика всасывающего клапана за счёт перепадов давлений между полостью цилиндра насоса 2 и давлением в скважине.

При движении плунжера вниз происходит посадка шарика всасывающего клапана в седло 5 и открытие шарика нагнетательного клапана. Жидкость через полый плунжер перетекает в НКТ. Под воздействием силы притяжения магнитных колец 6 происходит самоустановка шариков всасывающего и нагнетательного клапанов в седла, чем обеспечивается максимальная герметичность даже при эксплуатации скважины с углом наклона от вертикали более 40° .

При взаимодействии шарика клапана с седлом часть нагрузки передается на магнитное кольцо, расположенное под клапаном. С целью снижения нагрузок на магнит между магнитом и седлом клапана предусмотрена установка амортизирующей прокладки, выполненной из эластичного материала. Это позволяет сохранять прочностные характеристики магнита стабильными и предотвращать его деформацию.

По причине отсутствия в конструкции клапана дополнительных узлов и механизмов исключена вероятность их отказа, а, следовательно, повышается надежность устройства. За счет увеличения силы притяжения шарика к седлу благодаря магнитному кольцу обеспечивается герметичность клапанной пары и снижается влияние естественной гравитационной силы в скважинах с углом наклона от вертикали более 40° .

Расчёт прочности магнитных клапанов

Цель работы состояла в проведении прочностного расчёта магнита, установленного в соответствии со схемой (рисунок 6). Расчёт выполнялся для пяти типоразмеров клапанов (таблица 1).

1 — плунжер насоса; 2 — цилиндр насоса; 3 — корпус клапанной пары;
4 — шарик клапана; 5 — седло клапана; 6 — клапанные магнитные кольца;
7 — фильтр насоса

Рисунок 5. Схема насоса с самоустанавливающимся магнитным клапаном

Таблица 1. Варианты типоразмеров деталей магнитного клапана

Вариант	Диаметр плунжера, мм	Рабочее тело клапана, мм	Диаметры кольца клапана и магнита, мм	
			внутренний (d)	внешний (D)
1	27	15,9	11,9	20,1
2	32	19	14,2	23,3
3	38	23,8	17	29,7
4	44	18,6	22,4	35,2
5	57	35	26,9	43,7

1 — рабочее тело клапана; 2 — кольцо клапана;
3 — магнит

Рисунок 6. Схема расположения взаимодействующих деталей

Высота кольца клапана и магнита (H) для всех вариантов равна 13 мм, расчётное давление на рабочее тело клапана (P) — 0,5 МПа.

Механические характеристики материала магнита: модуль нормальной упругости $E = 150\,000$; предел прочности при растяжении $\sigma_B = 70\text{—}130$ МПа (в расчёте используется минимальное значение из указанного диапазона 70 МПа).

Для оценки статической прочности при сложном напряжённом состоянии используют критерии прочности или разрушения, зависящие от напряжённого и деформированного состояний, а также механических свойств материала. Эти критерии позволяют перенести результаты опытов по разрушению образцов

при простых напряжённых состояниях на случай сложных напряжённых состояний.

Был произведен расчет прочности магнитного кольца при работе клапана ШСНУ. Условие статической прочности или разрушения удобно представить в виде:

$$\sigma_{\text{экр}} = f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3; \lambda_0, \lambda_1, \dots) = \sigma_v, \quad (1)$$

где $\sigma_{\text{экр}}$ — эквивалентные напряжения; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ — главные напряжения, причём $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$; λ_0, λ_1 — параметры, зависящие от механических свойств материала; σ_v — предел прочности материала при одноосном растяжении.

Эквивалентное напряжение устанавливает соответствие между сложным напряжённым состоянием и одноосным растяжением. Если в наиболее напряженной точке детали $\sigma_{\text{экр}} < \sigma_v$, то условие прочности считают выполненным. При $\sigma_{\text{экр}} \geq \sigma_v$ наступает разрушение в опасной точке. Условие $\sigma_{\text{экр}} \geq \sigma_v$ является граничным для состояния прочности и разрушения. Условие прочности или разрушения можно представить через деформации:

$$\xi_{\text{экр}} = \varphi(\xi_1, \xi_2, \xi_3; \omega_0, \omega_1, \dots) = \xi_v, \quad (2)$$

где ξ_1, ξ_2, ξ_3 — главные деформации, причём $\xi_1 > \xi_2 > \xi_3$; ω_0, ω_1 — параметры, зависящие от механических свойств материала; ξ_v — удлинение в момент разрушения при одноосном растяжении. Для пластичных материалов условия прочности при растяжении и сжатии совпадают. Разрушение таких материалов определяется преимущественно касательными напряжениями.

Критерий интенсивности напряжений (критерий Губера-Мизеса)

Для этого критерия условие прочности

$$\sigma_{\text{экр}} = \sigma_i < \sigma_v, \quad (3)$$

где интенсивность напряжений

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \times \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}; \quad (4)$$

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ — нормальные и касательные напряжения в трёх, взаимно перпендикулярных площадках, нормали к которым обозначены x, y, z .

Для плоского напряжённого состояния, когда отличны от нуля компоненты σ_x, σ_y и τ_{xy}

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}. \quad (5)$$

Если оси x, y, z совпадают с главными осями напряжённого состояния ξ, η, ζ , то

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_\xi - \sigma_\eta)^2 + (\sigma_\eta - \sigma_\zeta)^2 + (\sigma_\zeta - \sigma_\xi)^2}. \quad (6)$$

Последнее соотношение не зависит от обозначения главных осей. Если $\sigma_\xi = \sigma_1, \sigma_\eta = \sigma_2, \sigma_\zeta = \sigma_3$, то

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}. \quad (7)$$

Расчётная модель содержала три детали (рисунок 7). Передача усилий от рабочего тела к деталям модели осуществлялась через поле контактных элементов (рисунок 8). При анализе конструкции эквивалентные напряжения в магните сравнивались с пределом прочности при растяжении.

Коэффициент запаса по пределу прочности определялся по формуле:

Рисунок 7. Расчетная модель

Рисунок 8. Поле контактных элементов между деталями модели

$$n_B = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} \quad (8)$$

Для учёта ударного воздействия рабочего тела на магнит эквивалентные напряжения,

Таблица 2. Результаты расчетов для пяти типоразмеров насосов

Диаметр плунжера	Усилие сцепления магнита, Н	Интенсивность напряжений, МПа	Коэффициент динамичности χ	Напряжение, МПа	Коэффициент запаса по пределу прочности
27	62,17	1,43	2	2,86	24,48
32	73,55	2,23	2	4,46	15,70
38	88,26	2,41	2	4,82	14,52
44	102,97	2,8	2	5,6	12,5
57	132,39	2,27	2	4,54	15,42

Рисунок 9. Распределение эквивалентных напряжений в магните при действии расчётной нагрузки (вариант № 5)

работоспособность магнита гарантируется. Коэффициенты запаса по пределу прочности каждого из вариантов больше 1. Существенное увеличение коэффициента запаса $n > 3$ гово-

полученные при статическом нагружении, умножались на коэффициент динамичности $\chi = 2$:

$$\sigma_d = \chi \sigma_{ст} \quad (9)$$

Применение коэффициента динамичности $\chi = 2$ справедливо в данной расчётной модели, т.к. отсутствует начальная скорость рабочего тела $v_0 = 0$. Рабочее тело, попадая в магнитное поле магнита, мгновенно притягивается к кольцу клапана. Результаты расчетов для пяти типоразмеров насосов представлены в таблице 2.

На рисунке 9 приведены распределения эквивалентных напряжений с указанием действующих их максимальных значений по расчётам варианта 5. При этом расчётные значения напряжений σ_χ с учётом коэффициента динамичности приведены в таблице 2. Таблица 2 также содержит информацию по коэффициентам запаса для каждого из вариантов.

Анализ напряжённо-деформированного состояния (НДС) каждого из вариантов показал, что при заданных расчётных нагрузках

рит о том, что есть возможность оптимизировать геометрию детали с целью снижения материалоёмкости изделия. При этом нужно учитывать тот факт, что уменьшение объёма материала магнита неизбежно приведёт к снижению усилия сцепления рабочего тела с кольцом клапана.

Также следует принимать во внимание тот факт, что запас прочности учитывает разброс механических свойств материала, неточное знание действующих нагрузок, отступления в геометрии деталей от номинальных размеров, хотя бы в пределах допусков, возможные случайные перегрузки.

Для определения усилия притяжения шарика клапана из материала карбид вольфрам с магнитным кольцом и без него были проведены стендовые испытания (таблица 3). Независимо от типоразмера клапана ШСНУ шарик клапана притягивается сильнее там, где установлено магнитное кольцо.

Эксплуатация насоса с магнитными клапанами

Штанговый насос с самоустанавливающимися магнитными клапанами был внедрён в скважину № 1 Арланского месторождения, осложнённую АСПО. До внедрения насос в данной скважине работал нестабильно, происходили частые срывы подачи в результате негативного влияния выделяющегося газа и АСПО, приводившие к «подвисанию» клапан-

ных пар. После спуска насоса на прежнюю глубину работа скважины стабилизировалась. За время эксплуатации не произошло ни одной остановки из-за срыва подачи, при этом дебит и забойное давление остались неизменными. Параметры работы скважины № 1 Арланского месторождения до и после внедрения насоса с магнитными клапанами приведены в таблице 4 и на рисунках 10 и 11.

Таблица 3. Расчётные значения напряжений шарика клапана различных типоразмеров ШСНУ

Марка шара	Масса, кг					
	VII-106 27	VII-125 32	VII-150 38	VII-175 44	VII-225 57	VII-250 70
Карбид вольфрам (ТС)	0,0332	0,0572	0,1115	0,1928	0,3525	0,6513
Карбид вольфрам (ТС) магнит	6,3732	7,5572	9,1115	10,6928	13,8525	15,6513

Таблица 4. Анализ работы скважины № 1 Арланского месторождения до и после внедрения технологии самоустанавливающихся магнитных клапанов ШСНУ

№ п/п	Наименование параметра	До внедрения	После внедрения
1	Наработка, сут	108	35 (текущая)
2	Количество подходов ПРС, шт.	3	0
3	Количество срывов подачи, шт.	8	0
4	Количество промывок горячей нефтью, шт.	5	0
5	$K_{\text{нап}}$	0,6	0,82
6	$K_{\text{под}}$	0,42	0,8
7	Осложнённый фонд	АСПО, эмульсия	АСПО, эмульсия
8	$Q_{\text{ж}}$	15	15,2
9	$Q_{\text{н}}$	12	12,16
10	Обводненность, %	20	20
11	Длина хода, м	3	3
12	Число качаний, об/мин	5	5
13	Глубина спуска насоса, м	1020	1020

Рисунок 10. Динамограмма работы насоса в скважине № 1 Арланского месторождения до внедрения насоса с самоустанавливающимися магнитными клапанами

Рисунок 11. Динамограмма работы насоса в скважине № 1 Арланского месторождения после внедрения насоса с самоустанавливающимися магнитными клапанами

Вывод

Представлены расчеты параметров эксплуатации различных типоразмеров магнитных клапанов, а также приведены результаты стендовых и опытно-промышленных испытаний данного решения.

На ближайшее время запланировано внедрение и проверка работоспособности штангового насоса с самоустанавливающимися магнитными клапанами в скважины, осложнённые АСПО, эмульсией, механическими примесями, а также в скважины, имеющие участки с углом отклонения от вертикали 90° .

СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Насретдинов М.Р. Повышение эффективности эксплуатации штанговых глубинных насосов за счет применения намагниченного седла клапана // Современные технологии в нефтегазовом деле — 2018: сб. тр. Междунар. науч.-практ. конф. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2018. Т. 2. С. 78-82.

2. Справочный сайт по штанговым глубинным насосам. URL: <http://studwood.ru> (дата обращения: 10.01.2017).

3. Пат. 22022711 РФ, МПК F 04 B 47/00. Клапан штангового глубинного насоса / М.П. Захаров. 92873321/06, Заявлено 31.05.2002; Оpubл. 20.04.2003.

4. Захаров А.В. Уравнение динамики штанговых глубинных насосных установок для добычи нефти // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. 2010. № 1 (40). С. 3–8.

5. Пат. 2209341 РФ, МПК F 04 B 47/02. Скважинная штанговая насосная установка / К.Р. Уразаков, В.П. Жулаев, Г.Б. Агамалов, И.Ш. Гарифуллин, В.Р. Закиев, Ю.Х. Кутлюяров, У.М. Абуталипов, Ж.С. Сейтпагамбетов. 2209341/06, Заявлено 06.05.2002; Оpubл. 27.07.2003.

6. Хафизов А.Р. Исследование и повышение ресурса работы уплотнительных устройств машин и агрегатов // Матер. Междунар. науч.-техн. конф., посвященной 50-летию ИЖГТУ. Ижевск: ИЖГТУ, 2002. 168 с.

7. Пат. 185543 РФ, МПК F L 51/00. Самоустанавливающийся магнитный клапан штангового глубинного насоса / М.Р. Насретдинов. 2018119208/06, Заявлено 24.05.2018; Оpubл. 10.12.2018. Бюл. 34. 2 с.

8. Пат. 2147082 РФ, МПК F 04 B 53/14. Штанговый глубинный насос / Н.В. Салимов, Р.Ф. Габдуллин. 99109704/06, Заявлено 19.05.1999; Оpubл. 27.03.2000.

9. Пат. 2365786 МПК F 04 B 57/11. Скважинный штанговый насос / Р.Н. Бахтизин, К.Р. Уразаков, Ф.Г. Исмагилов, Г.Б. Агамалов, В.П. Жулаев. 2365786/06, Заявлено 01.03.2000; Оpubл. 15.08.2000.

10. ГОСТ Р 51896-2002. Насосы скважинные штанговые. Общие технические требования. М.: Российский государственный университет нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. 26 с.

REFERENCES

1. Nasretdinov M.R. Povyshenie effektivnosti ekspluatatsii shtangovykh glubinnnykh nasosov za schet primeneniya namagnichennogo sedla klapana [Improvement Efficiency of The Operation Steam Depth Pumps Calculation by The Application of Magnetic Suction Valve]. *Sbornik trudov mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii «Sovremennye tekhnologii v neftegazovom dele — 2018»* [Collection of Works of The International Scientific-Practical Conference «Modern Technologies in the Oil and Gas Business — 2018»]. Ufa, UGNTU Publ., 2018, Vol. 2, pp. 78-82. [in Russian].

2. Official Website of Administration Steam Deep Pump. Available at: <http://studwood.ru> (accessed 01.01.2017). [in Russian].

3. Zaharov M.P. *Klapan shtangovogo glubinnogo nasosa* [Valve Sucker Rod Pump]. Patent RF, No. 22022711 RF, 2002. [in Russian].

4. Zakharov A.V. *Uravenie dinamiki shtangovykh glubinnnykh nasosnykh ustanovok dlya dobychi nefti* [Equation Dynamics Rod Deep Pumping Settings for Oil Production]. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. P.O. Sukhogo — Herald Sukhoi State Technical University of Gomel*, 2010, No. 1 (40), pp. 3–8. [in Russian].

5. Urazakov K.R., Zhulaev V.P., Agamalov G.B., Garifullin I.Sh., Zakiev V.R., Kutluyarov Yu.Kh., Abutalipov U.M., Seitpagambetov Zh.S. *Skvazhinnaya shtangovaya nasosnaya ustanovka* [Borehole Sucker Rod Pumping Unit]. Patent RF, No. 2209341RF, 2002. [in Russian].

6. Khafizov A.R. Issledovanie i povyshenie resursa raboty uplotnitel'nykh ustroystv mashin i agregatov [Research and Increase the Resource Work Sealing Devices Machines and Units]. *Materialy mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii, posvyashchennoi 50-letiyu IZhGTU* [Materials of the International Scientific and Technical Conference Devoted to 50-Anniversary IzhGTU]. Izhevsk, IZhGTU Publ., 2002. 168 p. [in Russian].

7. Nasretdinov M.R. *Samoustanavlivayushchiysya magnitnyi klapan shtangovogo glubinnogo nasosa*

[Magnetic Suction Valve for Rod Depth Pumps]. Patent RF, No. 185543RF, 2018. [in Russian].

8. Salimov N.V., Gabdullin R.F. *Shtangovyi glubinnyi nasos* [Sucker Rod Pump]. Patent RF, No. 2147082RF, 1999. [in Russian].

9. Bahtizin R.N., Urazakov K.R., Ismagilov F.G., Agamalov G.B., Zhulaev V.P. *Skvazhinnyi shtangovyi nasos* [Sucker Rod Pump]. Patent RF, No. 2365786RF, 2000. [in Russian].

10. GOST R 51896-2002. *Nasosy skvazhinnye shtangovye. Obshchie tekhnicheskie trebovaniya* [State Standard R 51896-2002. Well Bore Pumps. General Technical Requirements]. Moscow, Gubkin Russian State University of Oil and Gas, 2002. 26 p. [in Russian].

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ ABOUT THE AUTHOR

Насретдинов Марсель Ринатович, ведущий инженер АЦДНГ-3, НГДУ «Арланнефть», ООО «Башнефть-Добыча», г. Нефтекамск, Российская Федерация

Marsel R. Nasretdinov, Leading Engineer AOGPS-3, OGPД «Arlanefit», Bashneft-Production Ltd, Neftekamsk, Russian Federation

e-mail: NasretdinovMR@bashneft.ru