

**Гидравлический привод с автоколебательным режимом работы  
для поршневого скважинного насоса**

**Ю. А. Бурьян<sup>1</sup>, И. Н. Квасов<sup>1</sup>, В. Н. Сорокин<sup>1</sup>, М. А. Александров<sup>2\*</sup>**

<sup>1</sup>Омский государственный технический университет, Омск, Россия

<sup>2</sup>Тюменский индустриальный университет, Тюмень, Россия

\*aleksandrovma@tyuiu.ru

**Аннотация.** Штанговые глубинные насосы (качалки) широко используются для откачки продукции из добывающих скважин. Их несомненными достоинствами являются простота и невысокая стоимость, однако привод этих насосов склонен к аварийности при работе в наклонных скважинах. Это связано с возникающими силами трения в зоне контакта колонны штанг с насосно-компрессорными трубами (НКТ) при изгибе оси скважины.

Штанговый и канатный привод для плунжерного насоса может применяться в скважинах, имеющих небольшой наклон (до 15°), и не применим в наклонных скважинах. В связи с этим в работе поставлена задача оценить возможность отказа от использования штангового привода глубинных плунжерных насосов и предложить альтернативный вариант ее решения. В качестве одного из вариантов рассмотрен автоколебательный гидравлический привод с золотниковым переключателем, расположенным внутри поршня приводного гидроцилиндра, который обеспечивает большое перемещение штока, необходимое для работы плунжерного скважинного насоса. Для подачи рабочей жидкости к распределительному устройству использован полый шток, по которому от насоса, расположенного на поверхности, около устья скважины, по НКТ подается давление, превышающее скважинное.

Предложена также оригинальная конструкция поршневого переключателя, обеспечивающая автоколебательный режим привода с возможностью изменения периода колебаний. Кратко рассмотрены способы изменения периода колебаний. Составлена математическая модель гидравлического привода и определены динамические и силовые характеристики. Разработана конструкция и изготовлен макет привода и стенда для его испытаний. Результаты испытаний подтвердили теоретические характеристики и надежность привода.

Применение автоколебательного гидравлического привода для плунжерного скважинного насоса позволяет использовать его в скважинах любой кривизны.

**Ключевые слова:** поршневой скважинный насос, автоколебательный гидравлический привод, поршень-переключатель, полый шток

**Для цитирования:** Гидравлический привод с автоколебательным режимом работы для поршневого скважинного насоса / Ю. А. Бурьян, И. Н. Квасов, В. Н. Сорокин, М. А. Александров. – DOI 10.31660/0445-0108-2024-1-108-118 // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2024. – № 1. – С. 108–118.

**A hydraulic drive with self-oscillating operation for reciprocating  
downhole pump**

**Yurii A. Burian<sup>1</sup>, Igor N. Kvasov<sup>1</sup>, Vladimir N. Sorokin<sup>1</sup>,  
Michael A. Aleksandrov<sup>2\*</sup>**

<sup>1</sup>*Omsk State Technical University, Omsk, Russia*

<sup>2</sup>*Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia*

\**aleksandrovma@tyuiu.ru*

**Abstract.** Rod pumps (pumping units) are widely used for pumping products from production wells. Their simplicity and low cost are undoubted advantages. However, when operating in inclined wells, these pumps are susceptible to accidents caused by friction forces between the rod string and oil well tubing in the contact zone, particularly when the well axis is bent.

The rod and rope drive for the plunger pump is suitable for use in wells with a slight inclination of up to 15°, but it is not suitable for use in deviated wells. The article aims to evaluate the feasibility of discontinuing the use of the rod drive in deep well plunger pumps and to suggest an alternative solution. One of the options considered is a self-oscillating hydraulic drive with a spool switch located inside the piston of the drive hydraulic cylinder. This drive provides the large rod displacement necessary to operate a plunger well pump. To supply the working fluid to the distributor, a hollow rod is used. The rod is pressurized with a pressure higher than the downhole pressure from the pump located on the surface near the wellhead through the oil well tubing.

A piston switch with an original design is proposed, which provides a self-oscillating mode of the drive and allows for changing the oscillation period. The methods for changing the oscillation period are briefly discussed. A mathematical model of the hydraulic drive is compiled, and the dynamic and power characteristics are determined. The design is developed, and a mock-up of the drive and a bench for testing are created. The test results confirm the theoretical characteristics and reliability of the drive.

The use of a self-oscillating hydraulic drive for plunger well pumps enables their application in wells of any curvature.

**Keywords:** reciprocating downhole pump, self-oscillating hydraulic drive, piston switch, hollow rod

**For citation:** Burian, Yu. A., Kvasov, I. N., Sorokin, V. N., & Aleksandrov, M. A. (2024). A hydraulic drive with self-oscillating operation for reciprocating downhole pump. *Oil and Gas Studies*, (1), pp. 108-118. (In Russian). DOI: 10.31660/0445-0108-2024-1-108-118

## **Введение**

Штанговые глубинные насосы широко используются для подъема продукции скважин на поверхность, уступая в распространении только электроцентробежным насосам. Они имеют простую конструкцию, сравнительно низкую стоимость при малых подачах и высокий коэффициент полезного действия (КПД), однако имеют повышенную аварийность при эксплуатации в наклонных скважинах. Это обусловлено значительными силами трения в зоне контакта колонны штанг с насосно-компрессорными трубами (НКТ).

Вопрос о замене штанг для работы поршневых скважинных насосов для добычи жидкости из нефтяных скважин, несмотря на большое количество работ в этом направлении (начиная с 50–60 гг.), остается актуальным и в настоящее время [1–8]. Вместе с тем штанговый привод глубинных насосов является наиболее простым и технологичным, и любая другая механическая система будет сложнее и дороже. Это заставляет искать решение задачи в других областях, одной из которых является гидравлический привод. В то же время стесненное пространство скважины вынуждает разрабатывать автоколебательный привод как наиболее компактный и не требующий построения линий управления с дневной поверхности.

### Объект и методы исследования

В общем случае силовое оборудование, передающее кинетическую энергию жидкости (насос высокого давления и т. д.) для работы автоколебательного гидравлического привода находится на дневной поверхности, а исполнительный механизм для подачи скважинной жидкости (поршневой насос) расположен в скважине.

Применение в единой сборке (автоколебательный гидравлический привод — плунжерный скважинный насос) исключает использование штанг, канатов и т. п. и позволяет использовать серийный поршневой скважинный насос и эксплуатировать скважины любой кривизны. Принципиальная схема предлагаемого устройства показана на рисунке 1.

В обсадной колонне добывающей скважины 1, на колонне НКТ 3, подвешена сборка (гидравлический привод — плунжерный скважинный насос 4–7), штоки этих устройств связаны при сборке соединительной муфтой 6. Для подъема продукции скважины в межтрубном пространстве устанавливается канал 2.

Наземная часть оборудования состоит из блока 10, предназначенного для удаления из пластовой жидкости газа и очистки от песка и механических примесей, гидробака 9 и поверхностного насоса для подачи рабочей жидкости 8.

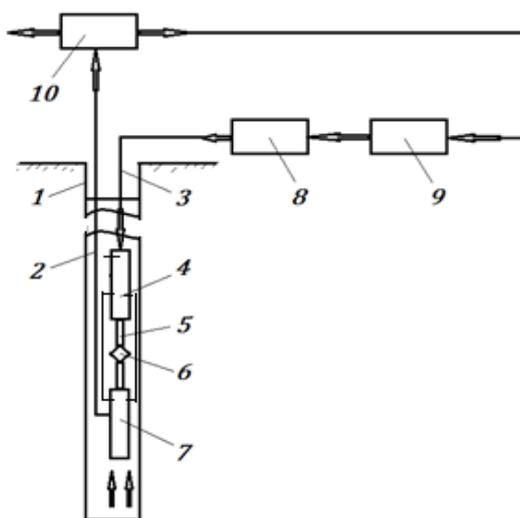


Рис. 1. Принципиальная схема предлагаемого устройства:

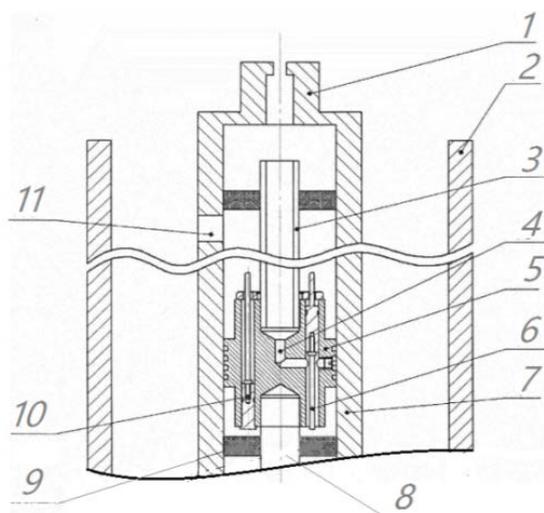
1 — обсадная колонна; 2 — канал подъема продукции скважины по межтрубному пространству; 3 — канал (НКТ) подачи рабочей жидкости для автоколебательного привода; 4 — автоколебательный гидропривод; 5 — шток гидроцилиндра автоколебательного гидропривода; 6 — соединительная муфта; 7 — поршневой скважинный насос; 8 — поверхностный насос для подачи рабочей жидкости; 9 — гидробак; 10 — система подготовки рабочей жидкости

Для откачки жидкости из скважины предполагается использование штатных гидропоршневых насосов, которые применяются в штанговых установках, поэтому в данной работе они не рассматриваются.

Для работы подземного оборудования поверхностный гидравлический насос 8 подает из гидробака 9 рабочую жидкость через НКТ в гидроцилиндр 4. Слив рабочей жидкости, отработавшей в гидроцилиндре 4, осуществляется в полость обсадной колонны. Шток 5 гидроцилиндра соединен с плунжером скважинного насоса. Скважинный насос забирает жидкость из скважины и по каналу 2 подает ее в систему подготовки рабочей жидкости 10. Часть подготовленной жидкости подается в гидробак 9 для работы поверхностного насоса 8.

Использование гидроплунжерных насосов не только в вертикальных, но и в наклонных скважинах потребовало решения ряда непростых задач. Причиной данной ситуации является особая стесненность, обусловленная внутренним диаметром обсадной колонны. Уход от штангового привода насосов требует перенесения приводного устройства внутрь колонны и доведения до него необходимой энергии. Эта задача решена путем использования одного полого штока гидравлического приводного цилиндра. При этом шток гидроцилиндра, который передает усилие на гидроплунжерный насос, остается цельным.

На рисунке 2 представлена конструктивная схема автоколебательного гидропривода с оригинальным поршневым переключателем и подачей давления через полый шток [9].



**Рис. 2. Конструктивная схема автоколебательного гидропривода:**

- 1 — НКТ; 2 — обсадная колонна; 3 — полый шток гидроцилиндра;  
 4 — центральный канал; 5 — поршень-переключатель; 6 — золотник без стопора;  
 7 — гидроцилиндр; 8 — приводной шток; 9 — уплотненные торцы гидроцилиндра;  
 10 — золотник со стопором; 11 — отверстие для слива рабочей жидкости

Рабочая жидкость подается по трубам НКТ с устья скважины, и на этой же колонне подвешивается приводной гидроцилиндр вместе с гидроролунжерным насосом. Давление рабочей жидкости, подаваемой поверхностным насосом, должно превышать давление в затрубном пространстве приводного гидроцилиндра. Управление подачей рабочей жидкости в полости приводного гидроцилиндра осуществляется в автоколебательном режиме. Рабочая жидкость по полуму штоку подводится к поршню, в котором расположено переключающее устройство. Из-за ограниченности в пространстве в поршне установлены два золотника малого диаметра. Золотники располагаются в вертикальной плоскости, проходящей через ось поршня. Один из них управляет подачей рабочей жидкости в нижнюю (основную) полость гидроцилиндра, а другой, после переключения, соединяет нижнюю полость с верхней (подача в нее при этом перекрывается), из которой она поступает на слив и вместе со скважинной жидкостью откачивается на поверхность насосом. Переключение золотников осуществляется одновременно, когда поршень-переключатель доходит либо до верхней, либо до нижней стенки гидроцилиндра. Фиксация золотников в верхнем и нижнем положении осуществляется при помощи подпружиненных шариковых фиксаторов.

На рисунке 3 показана принципиальная схема подачи давления рабочей жидкости в полости гидроцилиндра автоколебательного привода через полый шток [10].

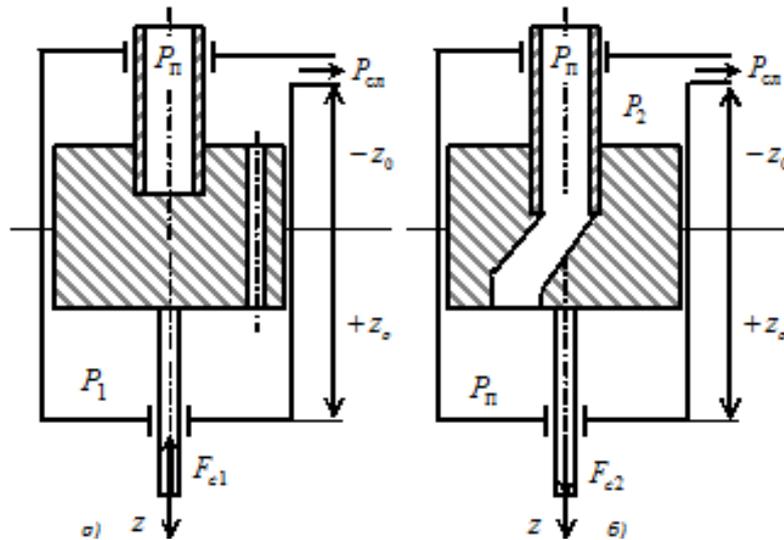


Рис. 3. Принципиальная схема подачи давления рабочей жидкости в полости гидроцилиндра

Дифференциальные уравнения движения поршня-переключателя из условия равенства расходов жидкости и с учетом массы подвижных си-

стем, и в предположении мгновенного переключения линий давления и слива из-за малости хода золотника переключателя по сравнению с ходом поршня будут иметь вид (для схем «а» и «б» на рис. 3) [10]:

для положения «а»

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} + b\dot{z} &= S(P_n - P_1) - F_{c1} \\ S_{\partial p} \cdot \mu_1 \sqrt{P_1 - P_{cl}} &= S\dot{z} + \frac{V}{B_{жс}} \dot{P}_1 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

для положения «б» (рис. 3)

$$\left. \begin{aligned} -m\ddot{z} - b\dot{z} &= -S(P_n - P_1) + F_{c2} \\ S_{\partial p} \cdot \mu_2 \sqrt{P_2 - P_{cl}} &= S\dot{z} + \frac{V}{B_{жс}} \dot{P}_2 \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где  $m$  — масса подвижных частей;  $S_2 = S_{\text{ц}} - S_{\text{шт}}$ ,  $S_{\text{ц}}$  — площадь силового цилиндра,  $S_{\text{шт}}$  — площадь штока;  $b$  — вязкое трение при движении поршня и плунжера;  $S_{\partial p}$  — площадь проходного сечения слива;  $V$  — объем полости силового гидроцилиндра;  $F_{c1}$ ,  $F_{c2}$  — силы сопротивления движению поршня;  $B_{жс}$  — модуль объемной упругости жидкости;  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  — коэффициенты расхода.

Если полагать, что  $P_n$  — давление превышения над скважинным давлением, то можно принять, что  $P_{cl} = 0$ . В первом приближении можно пренебречь сжимаемостью жидкости и величиной вязкого трения « $b\dot{z}$ », а если учесть, что уравнение движения штока гидроцилиндра при движении вверх и вниз отличается в основном диаметрами дросселей и величиной  $F_c$ , то для получения диаграммы движения необходимо найти общее решение системы уравнения [10]

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} &= S(P_n - P_1) - F_c \\ S_{\partial p} \cdot \mu_1 \sqrt{P} &= S\dot{z} \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где  $P$  — давление под поршнем.

После преобразования системы (3) получим

$$\ddot{z} + \frac{S^3}{mS_{\partial p}^2\mu^2} \cdot \dot{z}^2 = \frac{SP_n}{m} - \frac{F_c}{m}. \quad (4)$$

Введем обозначения

$$\dot{z} = U; \frac{S^3}{mS_{\text{dp}}^2\mu^2} = a; (SP_n - F_c)\frac{1}{m} = f; \quad (5)$$

тогда уравнение (4) примет следующий вид:

$$\dot{U} = f - U^2 \cdot a. \quad (6)$$

Представим уравнение (6) в виде

$$\dot{U} = (K^2 - U^2)a. \quad (7)$$

Решение уравнения (6) имеет вид [11]:

$$U = K \cdot \text{th}(a \cdot K \cdot t). \quad (8)$$

При  $t \rightarrow \infty$   $U \rightarrow K$ , то есть величина  $K$  имеет смысл предельной скорости  $U_{\text{max}}$ ,

$$U_{\text{max}} = K = \frac{S_{\text{dp}} \cdot \mu}{S} \sqrt{P_n - \frac{F_c}{S}}.$$

Интегрированием уравнения (8) получим [11]

$$z = \frac{1}{a} \ln \text{ch}(K \cdot a \cdot t) + \gamma, \quad (9)$$

где  $\gamma$  — постоянная интегрирования;  $\gamma = 0$  при  $t = 0$ ,  $z = 0$ .

Время  $\Delta t$  достижения предельной скорости  $U_{\text{max}}$  достаточно мало, и с точностью 0,5 % (3) его можно определить по выражению  $\Delta t \approx \frac{3}{a \cdot c}$ . Величина  $\Delta t$  составляет  $\sim 10^{-3}$  с.

По выражению (8) можно определить скорость движения поршня-переключателя  $U_1$  и  $U_2$  и, соответственно, приближенный период колебаний

$$T = T_1 + T_2 = \frac{\ell}{\mu S_{\text{dp}}} \left( \frac{S_1}{\left(P_n - \frac{F_{c1}}{S_1}\right)^{\frac{1}{2}}} + \frac{S_2}{\left(P_n - \frac{F_{c2}}{S_2}\right)^{\frac{1}{2}}} \right), \quad (10)$$

где  $S_1, F_{c1}, S_2, F_{c2}$  — параметры гидропривода при движении поршня вверх-вниз.

Для параметров привода  $\ell = 4$  м,  $d = 6 \cdot 10^{-3}$  м,  $S_1 = 3,64 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>,  $S_2 = 4,9 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>,  $P_n = 15$  МПа,  $F_{c1} = 3 \cdot 10^4$  Н,  $F_{c2} = 3 \cdot 10^2$  Н,  $m = 10$  кг период колебаний поршня-переключателя  $T \approx 19$  с (рис. 4).

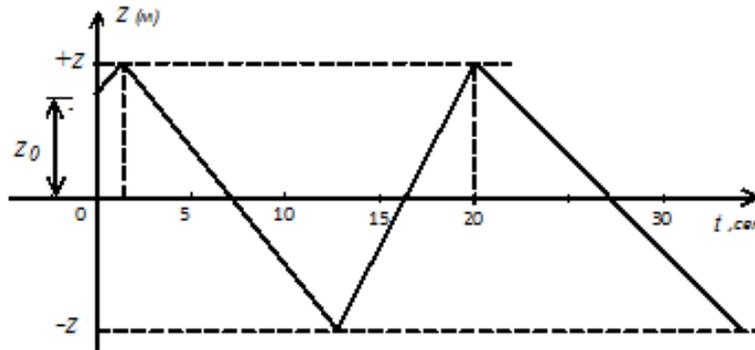


Рис. 4. Диаграмма движения поршня-переключателя

Такой же результат при тех же параметрах привода дает решение нелинейного дифференциального уравнения (4) численным методом в программе Matlab/Simulink.

В соответствии с разработанной конструкцией был спроектирован и изготовлен натурный образец автоколебательного гидравлического привода, а также испытательный стенд с нагружающим устройством, с приборами нагрева рабочей жидкости, измерения ее давления и расхода. В качестве рабочей жидкости использовалась вода. Ее давление в линии подачи составило 2,5 МПа. Проведенные испытания (три месяца практически непрерывной работы) подтвердили надежность автоколебательного гидропривода.

### Результаты

В представленной работе исследована принципиальная возможность отказа от использования штанг для привода гидроплунжерных насосов, что позволит значительно расширить возможность их применения в наклонных и горизонтальных скважинах.

Разработана конструкция гидропривода автоколебательного действия с оригинальным поршневым переключателем и подачей рабочей жидкости под давлением через полый шток.

Двумя способами определены скорости движения поршня-переключателя и построена диаграмма его движения. Для рассмотренных параметров конструкции привода период колебаний составляет около 19 с.

Испытания разработанного автоколебательного гидравлического привода показали его хорошую работоспособность.

### **Обсуждение**

Необходимо отметить, что амплитуда автоколебаний определяется длиной приводного гидроцилиндра, которая должна быть согласована с параметрами скважинного плунжерного насоса. Частота автоколебаний может устанавливаться выбором  $S_{др}$ . Изменением проходных сечений для рабочей жидкости в поршне-переключателе, а также в полой штоке можно добиться изменения скорости поршня-переключателя и, как следствие, изменения периода колебаний.

Изменения периода колебаний можно также достичь изменением давления рабочей жидкости в напорной магистрали и дросселированием отверстия слива.

### **Выводы**

Таким образом, подтверждена возможность отказа от штангового привода в работе скважинного плунжерного насоса. Одним из вариантов построения возвратно-поступательного привода, способного надежно работать в стесненных условиях обсадной колонны скважины, является гидравлический автоколебательный привод. Его характеристики сравнительно легко корректируются изменением геометрических размеров и давления рабочей жидкости на подаче и на сливе.

Приведенные в тексте теоретические исследования позволяют определить скорость поршня-переключателя на прямом и обратном ходу и период колебаний, которые хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Предложенный привод, несмотря на используемые в нем оригинальные технические решения, достаточно прост в изготовлении и эксплуатации. Вместе с тем он имеет невысокую стоимость и главное — может работать в наклонных и горизонтальных скважинах.

### **Список источников**

1. Нефтегазопромысловое оборудование : учебник / В. Н. Ивановский, В. И. Дарищев, В. С. Каштанов [и др.] ; под редакцией В. Н. Ивановского. – Москва : ЦентрЛитНефтегаз, 2006. – 720 с. – Текст : непосредственный.
2. Казак, А. С. Погружные поршневые бесштанговые насосы с гидроприводом / А. С. Казак. – Ленинград : Гостоптехиздат. Ленинградское отделение, 1961. – 320 с. – Текст : непосредственный.
3. Неудачин, Г. И. Погружной бесштанговый насос для подъема воды из буровых скважин / Г. И. Неудачин, В. И. Пилипец. – Текст : непосредственный // Гидротехника и мелиорация. – 1981. – № 7. – Текст : непосредственный.
4. Тимошенко, В. Г. Бесштанговая насосная установка с линейным электродвигателем для добычи нефти из малодебитных скважин / В. Г. Тимошенко, М. Н. Никитин. – Текст : непосредственный // Булатовские чтения. – 2018. – Т. 2–2. – С. 186–190.
5. Дроздов, А. Н. Разработка установки погружного плунжерного насоса с линейным электродвигателем для эксплуатации малодебитного фонда скважин / А. Н. Дроздов, Е. А. Малякко. – Текст : непосредственный // Нефтегазовая вертикаль. – 2013. – № 15–16. – С. 68–71.

6. Захаров, Б. С. Новое насосное оборудование для добычи нефти / Б. С. Захаров, В. Р. Драчук, Г. Н. Шариков. – Москва : ИКИ, 2015. – 80 с. – Текст : непосредственный.
7. Казак, А. С. Погружные бесштанговые насосы для добычи нефти / А. С. Казак, И. И. Росин, Л. Г. Чичеров. – Москва : Недра, 1973. – 231 с. – Текст : непосредственный.
8. Молчанов, А. Г. Нефтепромысловые машины и механизмы : учебник / А. Г. Молчанов, В. Л. Чичеров. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Недра, 1983. – 308 с. – Текст : непосредственный.
9. Патент на полезную модель № 186582 Российская Федерация, МПК E21B 43/18, E21B 28/00(2006.01). Устройство для гидроимпульсного воздействия на призабойную зону пласта : заявл. 13.08.2018 : опубл. 24.01.2019, Бюл. № 3 / Килунин И. Ю., Бурьян Ю. А., Сорокин В. Н., Кондюрин А. Ю. ; патентообладатель Омский государственный технический университет, Федеральный научно-производственный центр «Прогресс». – Текст : непосредственный.
10. Бурьян, Ю. А. Автоколебательный гидравлический привод имплозионного устройства / Ю. А. Бурьян, В. Н. Сорокин, А. А. Капелюховский. – Текст : непосредственный // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2009. – № 6 (78). – С. 63–71.
11. Лойцянский, Л. Г. Курс теоретической механики / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье. – 6-е изд., перераб. и доп. – Москва : Наука, 1983. – Т. 2 : Динамика. – 640 с. – Текст : непосредственный.

### **References**

1. Ivanovski, V. N., Darishchev, V. I., Kashtanov, V. S., Meritsidi, I. A., Nikolaev, N. M., Pekin, S. S., & Sabirov, A. A. (2006). Neftegazopromyslovoe oborudovanie. Moscow, TsentrLitNeftegaz Publ., 720 p. (In Russian).
2. Kazak, A. S. (1961). Pogruzhnye porshnevye besshtangovye nasosy s gidroprivodom. Leningrad, Gostoptekhizdat. Leningradskoe otdelenie Publ., 320 p. (In Russian).
3. Neudachin, G. I., & Pilipets, V. I. (1981). Pogruzhnoy besshtangovyy nasos dlya pod'ema vody iz burovykh skvazhin. Gidrotehnika i melioratsiya, (7). (In Russian).
4. Tymoshenko, V. G., & Nikitin, M. N. (2018). Rodless pump unit with linear motor for oil production from marginal wells. Readings name of A. I. Bulatov, (2-2), pp. 186-190. (In Russian).
5. Drozdov, A. N., & Malyavko, E. A. (2013). Razrabotka ustanovki pogruzhnogo plunzhernogo nasosa s lineynym elektrodvigatelem dlya ekspluatatsii malodebitnogo fonda skvazhin. Neftegazovaya vertikal', (15-16), pp. 68-71. (In Russian).
6. Zakharov, B. S., Drachuk, V. R., & Sharikov, G. N. (2015). Novoe nasosnoe oborudovanie dlya dobychi nefiti. Moscow, IKI Publ., 80 p. (In Russian).
7. Kazak, A. S., Rosin, I. I., & Chicherov, L. G. (1973). Pogruzhnye besshtangovye nasosy dlya dobychi nefiti. Moscow, Nedra Publ., 231 p. (In Russian).
8. Molchanov, A. G., & Chicherov, V. L. (1983). Neftepromyslovye mashiny i mekhanizmy. 2<sup>nd</sup> edition, revised and expanded. Moscow, Nedra Publ., 308 p. (In Russian).
9. Kilunin, I. Yu., Bur'yan, Yu. A., Sorokin, V. N., & Kondyurin, A. Yu. Ustroystvo dlya gidroimpul'snogo vozdeystviya na prizaboynuyu zonu plasta. Patent na poleznuyu model' No. 186582 RF, МПК E21B 43/18, E21B 28/00(2006.01). Applied: 13.08.18. Published: 24.01.19. Byul. No. 3. (In Russian).

10. Burian, Yu. A., Sorokin, V. N., & Kapelyuhovski, A. A. (2009). Self-oscillating hydraulic drive of the implosion device. Higher Educational Institutions News. *Neft' i Gaz*, (6(78)), pp. 63-71. (In Russian).

11. Loytsyanskiy, L. G., & Lur'e, A. I. (1983). Kurs teoreticheskoy mekhaniki. Vol. 2. Dinamika. 6<sup>nd</sup> edition, revised and expanded. Moscow, Nauka Publ., 640 p. (In Russian).

#### **Информация об авторах / Information about the authors**

**Бурьян Юрий Андреевич**, доктор технических наук, профессор кафедры основ теории механики и автоматического управления, Омский государственный технический университет, г. Омск, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3682-141X>

**Квасов Игорь Николаевич**, кандидат экономических наук, декан факультета транспорта, нефти газа, профессор кафедры нефтегазового дела, стандартизации и метрологии, Омский государственный технический университет, г. Омск

**Сорокин Владимир Николаевич**, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры основ теории механики и автоматического управления, Омский государственный технический университет, г. Омск

**Александров Михаил Алексеевич**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры транспорта углеводородных ресурсов, Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень

**Yurii A. Burian**, Doctor of Engineering, Professor at the Department of Fundamentals of the Theory of Mechanics and Automatic Control, Omsk State Technical University, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3682-141X>

**Igor N. Kvasov**, Candidate of Economics, Dean of the Faculty of Transport, Oil and Gas, Professor at the Department of Oil and Gas Business, Standardization and Metrology, Omsk State Technical University

**Vladimir N. Sorokin**, Doctor of Engineering, Associate Professor, Professor at the Department of Fundamentals of the Theory of Mechanics and Automatic Control, Omsk State Technical University

**Michael A. Aleksandrov**, Candidate of Engineering, Associate Professor at the Department of Transportation of Hydrocarbon Resources, Industrial University of Tyumen

Статья поступила в редакцию 08.11.2023; одобрена после рецензирования 26.12.2023; принята к публикации 28.12.2023.

The article was submitted 08.11.2023; approved after reviewing 26.12.2023; accepted for publication 28.12.2023.