

УДК 622.276

**ВОЗМОЖНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ХВОСТОВИКОВ
ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПОГРУЖНЫХ
ЭЛЕКТРОПРИВОДНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ**

А. М. Свалов

*Институт проблем нефти и газа РАН,
E-mail: svalov@ipng.ru, ул. Губкина, 3, 119333, г. Москва, Россия*

Методами математического моделирования исследовано влияние хвостовика, устанавливаемого под насосным агрегатом, на интенсивность продольных вибраций, развивающихся в компоновке из насосно-компрессорных труб и насосного агрегата при работе установки погружного электроприводного центробежного насоса (УЭЦН). Использование хвостовиков длиной, равной $1/4$ части длины волны, с доминирующей частотой продольных колебаний УЭЦН снижает в 2–3 раза интенсивность продольных вибраций на этой частоте, при этом диаметр труб хвостовика не имеет существенного значения. Применение таких хвостовиков в добывающих скважинах позволит повысить надежность работы и ресурс УЭЦН. Использование нагруженных хвостовиков с опорой на забой за счет прижатия хвостовика по спиралевидной линии к обсадной колонне приводит к преобразованию продольных вибраций в хвостовике в переменные боковые напряжения в интервале продуктивного пласта, действующие на обсадную колонну и породу-коллектор в призабойной зоне скважины, повышения интенсивности продольных вибраций в насосном агрегате не происходит. Нагруженные хвостовики с опорой на забой при использовании УЭЦН обуславливают непрерывное вибрационное воздействие на продуктивный пласт, совмещаемое с процессом эксплуатации скважины, что способствует улучшению фильтрационных характеристик породы в призабойной зоне скважины.

Нефтедобывающая скважина, погружной электроприводной центробежный насос, вибрации, хвостовик, вибрационное воздействие на породу-коллектор

DOI: 10.15372/FTPRPI20250304
EDN: DWWEPY

Одна из основных проблем при использовании установок электроприводных центробежных насосов (УЭЦН) в нефтедобывающих скважинах, приводящая к их ускоренному износу, — это вибрация при работе насосов, вызываемая вращением подвижных элементов насоса и колебаниями гидродинамического давления прокачиваемой жидкости [1–9]. Демпфирующие упругие элементы или компенсаторы различных конструкций, включаемые в компоновку

насосного агрегата и насосно-компрессорных труб, снижают интенсивность вибраций при работе насоса [10–15]. Эффективный способ борьбы с продольными колебаниями УЭЦН — применение простых хвостовиков, т. е. колонны труб ограниченной длины, устанавливаемой под насосом. Хвостовики при работе погружных насосов используются для улучшения выноса воды из ствола скважины за счет более высоких скоростей движения пластовой жидкости по хвостовику со значительно меньшим проходным сечением в сравнении с проходным сечением колонны обсадных труб [16], а также для гидродинамической связи приема насоса с подпакерным пространством ствола скважины или с продуктивными интервалами в наклонно-направленных или горизонтальных скважинах. Дополнительная колонна труб, включаемая в нижнюю часть компоновки насосно-компрессорных труб и насосного агрегата, представляющих собой колебательную систему, заметно влияет на характер волнового процесса в этой системе. При оптимально подобранной длине хвостовиков снижается в 2–3 раза амплитуда продольных колебаний, развивающихся при работе УЭЦН. При спуске хвостовиков до забоя скважины с опорой этих хвостовиков, нагруженных весом колонны труб, на забой, на уровне продуктивного пласта продольные вибрации в хвостовике преобразуются в переменные боковые напряжения, передающиеся через обсадные трубы в породу-коллектор, что способствует улучшению фильтрационных характеристик породы в призабойной зоне скважины.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ И ИХ РЕШЕНИЕ

С целью анализа возможностей использования хвостовиков для снижения интенсивности упругих продольных колебаний насосного агрегата при условии, что взаимодействие колонны труб со стенками скважины несущественно влияет на волновые процессы в колонне, для скважин, близких к вертикальным, возьмем одномерное волновое уравнение

$$W_{TT} = c_0^2 W_{ZZ}, \quad (1)$$

описывающее распространение продольных упругих волн в направлении оси Z в компоновке, состоящей из насосно-компрессорных труб и насосного агрегата (насоса, электродвигателя и др.).

В (1) W — смещение упругой среды в продольном направлении; T — время; $c_0(E/\rho)^{0.5}$ — скорость звука (для стали $c_0 \sim 5100$ м/с); E , ρ — модуль Юнга упругой среды (стали) и ее плотность. Напряжение P , действующее в компоновке вдоль оси Z , определяется как $P = EW_Z$. Прописными буквами обозначены физические размерные переменные, в отличие от введенных безразмерных переменных, обозначаемых строчными буквами. Статическое распределение упругих напряжений и смещений в компоновке, учитывающее действие силы тяжести, в расчетах принимается за нулевой фон.

При численном анализе особенностей распространения продольной упругой волны с частотой ω в описанной составной компоновке использовались безразмерные параметры:

$$t = \omega T, \quad z = \omega \frac{Z}{c_0}, \quad w = \omega \frac{z}{C_0}, \quad p = \frac{P}{E}.$$

Схема компоновки погружной части УЭЦН в скважине представлена на рис. 1: L — расстояние от устья скважины до нижней части насосного агрегата 3; H — длина насосного агрегата; h — длина хвостовика, размещаемого под насосным агрегатом. За нулевую точку отсчета ($z = 0$) принята нижняя граница насосного агрегата 3.

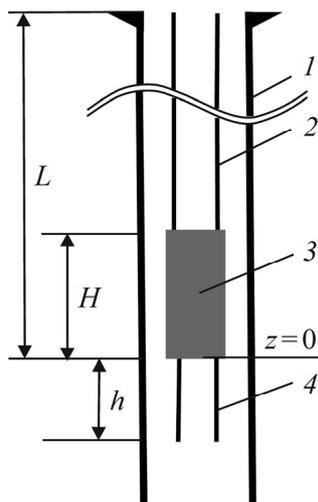


Рис. 1. Схема компоновки погружного электроприводного центробежного насоса в скважине: 1 — обсадные трубы скважины; 2 — колонна насосно-компрессорных труб; 3 — насосный агрегат; 4 — хвостовик

При моделировании процесса развития упругих колебаний в компоновке считаем, что их источник — работающий насосный агрегат. Для упрощения примем, что источник, начинающий действовать с момента $t=0$, равномерно распределен в интервале $0 < z < H$ соответствующем положению насосного агрегата 3. Вне указанного интервала интенсивность источника равна нулю. В безразмерных переменных уравнение (1) запишем как

$$w_{tt} = w_{zz} + F(z, t),$$

где

$$F(z, t) = 0, t < 0; \quad F(z, t) = \sin t, 0 < z < H, t \geq 0; \quad F(z, t) = 0, H \leq z, z \leq 0.$$

В силу линейности используемых уравнений, наличие некоторого коэффициента при функции $\sin t$, не равного 1, пропорционально изменяет функции w и p , поэтому этот коэффициент принимался равным 1.

Граничные условия, наиболее соответствующие реальным волновым процессам, развивающимся в компоновке, состоящей из колонны насосно-компрессорных труб, насосного агрегата и хвостовика, следующие: условие закрепления колонны труб на устье скважины $w=0$ при $z=L$; условие отсутствия напряжений в нижней точке хвостовика $w_z=0$ при $z=-h$ (или при отсутствии хвостовика $w_z=0$ при $z=0$).

В точках соединения насосного агрегата 3 с колоннами труб $z=H$ и $z=0$ ставится условие равенства смещений упругой среды в точках $w^+ = w^-$ и условие равенства полных продольных нагрузок $S^+ p^+ = S^- p^-$ по всему сечению компоновки в этих точках (индексы “+” и “-” относятся к величинам по разные стороны точек соединения). Параметр S — безразмерная площадь поперечного сечения насосного агрегата и труб на различных участках компоновки. Поскольку определяющий параметр описываемого волнового процесса — величина отношения S^+ и S^- , в дальнейшем S для основной части колонны насосно-компрессорных труб ($z > H$) принимается равной 1.

При численных расчетах характерная глубина спуска насосного агрегата в скважину для определенности равнялась ~ 1 км, полная длина насосного агрегата ~ 30 м. Учитывая, что характерные частоты колебаний, развивающихся при работе ЭЦН, находятся в диапазоне $\sim 10\text{--}50$ Гц [1, 2, 5, 10], расчеты проводились для частоты 50 ($\omega \approx 314 \text{ с}^{-1}$) и 10 Гц ($\omega \approx 62.8 \text{ с}^{-1}$). Для колебаний с частотой 50 Гц безразмерная глубина L спуска насосного агрегата в скважину принималась равной 60 ед., для колебаний с частотой 10 Гц — 12 ед. Безразмерная длина H равнялась 2.0 и 0.4 ед. Как отмечалось, $S=1$ при $z \geq H$. При $0 < z < H$ с учетом большой массы насосного агрегата принималось, что в среднем по длине этого агрегата $S=3$ в указанном интервале.

На рис. 2а для случая колебаний с частотой 50 Гц показаны кривые изменения виброскорости $u = w_t$ в точке $z=0$ (в нижней части насосного агрегата 3) в диапазоне времени $t=400\text{--}800$ ед., когда волновой процесс, инициируемый включением электродвигателя в момент $t=0$, выходит на квазипериодический режим. Кривая 1 соответствует компоновке без хвостовика, кривые 2 и 3 — при наличии хвостовика длиной $h=1.571$ ед., равных $1/4$ длины гармонической волны (в безразмерных переменных $2\pi \approx 6.28$) при $S=2$ (2) и $S=0.5$ (3).

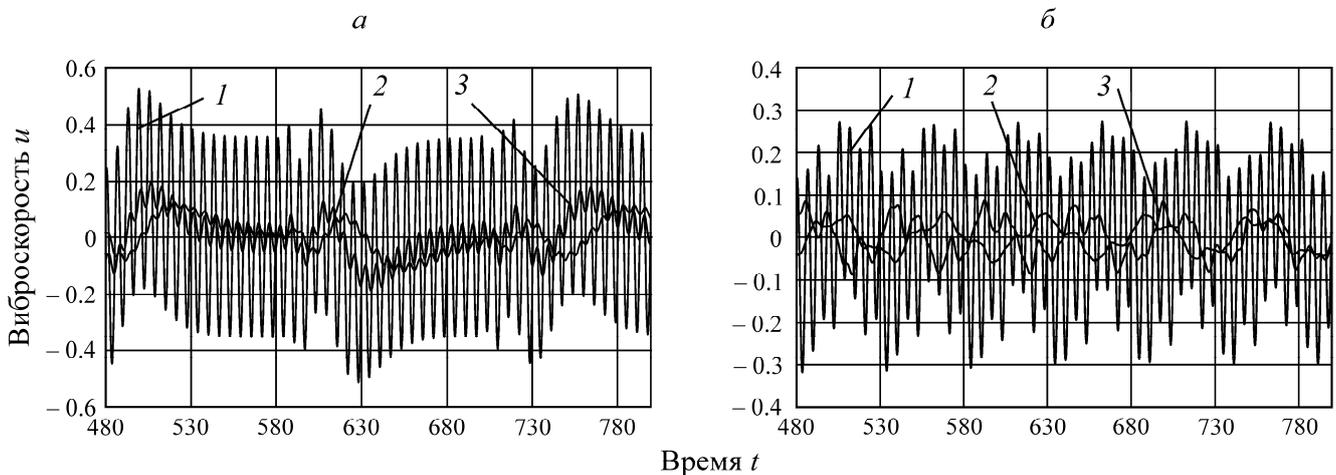


Рис. 2. Зависимость виброскорости насосного агрегата от времени в квазиустановившемся режиме с компоновкой без хвостовика (1) и при его наличии (2, 3): а — частота продольной волны 50 Гц; б — 10 Гц

Значения S принимались исходя из следующих соображений. На практике в качестве насосно-компрессорных труб обычно применяются трубы с внешним диаметром 73 мм, а также трубы с внешним диаметром 148 мм и весом погонного метра, в 2 раза бóльшим веса погонного метра труб диаметром 73 мм. Используются трубы с внешним диаметром 48 мм, т. е. в 2 раза более легкие. В расчетах основной колонне насосно-компрессорных труб ($z \geq H$) приписывался безразмерный параметр $S=1$, насосному агрегату ($0 < z < H$) — $S=3$, для интервала хвостовика $-h \leq z \leq 0$ — $S=2.0$ и 0.5 , что соответствует более тяжелым (диаметр 148 мм) и более легким (48 мм) трубам. На рис. 2б приведены кривые для колебаний частотой 10 Гц. Кривые 1, 2 и 3 соответствуют аналогичным кривым на рис. 2а.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

На основании результатов сопоставления максимальных амплитуд виброскорости насосного агрегата без хвостовика и с ним (рис. 2) можно сделать вывод, что наличие хвостовиков под насосным агрегатом с длиной, равной четверти длины волны, в 2–3 раза снижает интенсивность продольных колебаний, развивающихся в компоновке при работе насосного агрегата.

При этом диаметр труб практически не имеет значения. Аналогичный эффект достигается при хвостовиках длиной $3/4$ длины волны, т. е. длиной, обеспечивающей проявление эффекта локального антирезонанса при отражении упругой волны в хвостовике от более массивной части компоновки, представленной насосным агрегатом. Практический интерес имеют более короткие хвостовики с длиной, равной $1/4$ длины волны.

Применение хвостовиков произвольной длины снижает эффективность интенсивности продольных колебаний компоновки. Заметного увеличения амплитуды колебаний, в сравнении с амплитудой колебаний компоновки без хвостовика, не происходит даже при хвостовиках длиной, кратной полудлине волны. Расчеты показали, что в последнем случае амплитуда колебаний увеличилась на 10–20 %, что обусловлено эффектом локального резонанса при частичном отражении упругих продольных волн, распространяющихся в хвостовике, от границы $z = 0$ с массивным насосным агрегатом. При оптимально подобранной длине хвостовика кратно снижается амплитуда виброскорости насосного агрегата, в то время как возможные резонансные эффекты при других длинах хвостовика незначительно (на 10–20 %) увеличивают интенсивность колебаний этого агрегата. Это имеет важное практическое значение, поскольку при работе насосного агрегата в компоновке возбуждаются колебания в широком диапазоне частот и выбор оптимальной длины хвостовика для доминирующей частоты может способствовать некоторому увеличению интенсивности колебаний на других частотах. Таким образом, можно заключить, что суммарный эффект от хвостовиков длиной, равной $1/4$ длины волны с доминирующей частотой, будет положительным.

Хвостовики при работе УЭЦН могут использоваться и для вибрационного воздействия на призабойную зону добывающей скважины. Согласно [17–21], ударно-волновое или вибрационное воздействие на призабойную зону скважины улучшает фильтрационные свойства породы-коллектора в этой зоне за счет очистки порового пространства породы от загрязняющих его примесей, релаксации избыточных напряжений в породе, снижения эффективной вязкости пластового флюида и др. Нагруженные хвостовики с опорой на забой при работе штанговых глубинных насосов, характеризующейся циклическим изменением продольной нагрузки на насосно-компрессорные трубы, могут заметно увеличить дебит скважины [18–21]. Воздействие на призабойную зону скважины имеет ударно-волновой характер с периодом, измеряемым несколькими секундами и определяемым количеством качаний станка-качалки в минуту. Продольные колебания напряжения в насосно-компрессорных трубах за счет спиралеобразной формы линии контакта нагруженного хвостовика с обсадными трубами при превышении предела продольной устойчивости сжатого хвостовика в интервале продуктивного пласта преобразуются в периодические поперечные нагрузки на обсадные трубы и породу призабойной зоны скважины, возрастающие с уменьшением диаметра труб хвостовика в этом интервале [19, 20].

В отличие от ударно-волнового механизма воздействия на призабойную зону скважины, происходящего при работе штанговых глубинных насосов с нагруженным хвостовиком с опорой на забой, применение таких хвостовиков в УЭЦН характеризуется вибрационным воздействием на обсадные трубы и породу в интервале продуктивного пласта, т. е. воздействием с относительно небольшой амплитудой развивающихся боковых напряжений, но с высокой частотой (10–50 Гц) воздействия. Согласно расчетам, при работе УЭЦН наличие хвостовиков, спущенных до забоя скважины с опорой на забой, практически не влияет на интенсивность продольных колебаний насосного агрегата, независимо от диаметров насосно-компрессорных труб, используемых в качестве хвостовика. Применение хвостовиков с опорой на забой скважины при их нагружении весом насосно-компрессорных труб, обеспечивающим потерю продольной устойчивости хвостовиков в интервале продуктивного пласта и плотный контакт

по спиралеобразной кривой с обсадными трубами в этом интервале, хотя и не приводит к снижению интенсивности продольных колебаний насосного агрегата, но может служить способом постоянного вибрационного воздействия на призабойную зону добывающей скважины. Интенсивность такого воздействия возрастает с уменьшением диаметра хвостовика в интервале продуктивного пласта. Описанный способ эффективен и в вертикальных или близких к вертикали скважинах, когда не происходит значительной потери энергии упругих колебаний насосно-компрессорных труб за счет их взаимодействия со стенками скважины.

Результаты исследований не отразили особенности распространения по компоновке поперечных колебаний. С одной стороны, это обусловлено тем, что математически распространение поперечных волн описывается уравнением более высокого порядка, чем (1) [22]. Для его решения необходимо задание большего числа граничных условий, что требует сложного анализа особенностей распределения напряжений и изгибающих моментов, действующих в насосном агрегате и в точках его соединения с насосно-компрессорной трубой при работе УЭЦН. С другой стороны, скорость распространения бегущей поперечной волны в полых цилиндрах описывается в размерных переменных как

$$c = \left[\frac{E I_x \omega^2}{\rho s} \right]^{0.25}, \quad (2)$$

где $I_x = \pi(D^4 - d^4) / 64$ — осевой момент инерции, рассчитываемый для полого цилиндра с внешним D и внутренним d диаметрами; s — площадь поперечного сечения цилиндра [22].

Предположим, что по (2) можно качественно оценить скорость распространения поперечной волны в насосном агрегате. Эта скорость зависит от частоты волны ω и площади поперечного сечения насосного агрегата s , переменной по длине агрегата. Отсюда следует, что в отличие от случая распространения продольных упругих волн по компоновке со скоростью $c_0 = (E / \rho)^{0.5}$, одинаковой по всей длине и однозначно определяющей оптимальную длину хвостовика, в случае распространения поперечных волн по компоновке, состоящей из насосного агрегата и насосно-компрессорных труб с переменной по длине компоновки величиной поперечного сечения s , найти скорость распространения поперечных волн с точностью, приемлемой для оценки оптимальной длины хвостовика, практически невозможно. Наличие хвостовика, устанавливаемого под насосным агрегатом и оказывающего сопротивление деформированию этого агрегата в поперечном направлении, будет снижать амплитуду поперечных колебаний в насосном агрегате.

ВЫВОДЫ

Интенсивность продольных вибраций при работе УЭЦН можно снизить в 2–3 раза при использовании хвостовика, устанавливаемого под компоновкой из насосно-компрессорных труб и насосным агрегатом. Длина хвостовика должна выбираться исходя из условия ее равенства 1/4 части длины волны с доминирующей частотой, при этом диаметр хвостовика не имеет существенного значения.

Вибрации, развивающиеся при работе УЭЦН, могут использоваться для непрерывного вибрационного воздействия на призабойную зону скважины с целью улучшения фильтрационных характеристик породы-коллектора в этой зоне. Такое воздействие осуществляется с помощью нагруженного хвостовика с опорой на забой, преобразующего за счет прижатия хвостовика к обсадной колонне по спиралеобразной кривой продольные вибрации в переменные боковые напряжения, воздействующие на обсадную колонну и породу-коллектор

в интервале продуктивного пласта. Нагрузка на хвостовик, обусловленная весом колонны насосно-компрессорных труб, должна определяться из условия потери продольной устойчивости хвостовика, приводящей к плотному контакту деформированного сжатого хвостовика с обсадными трубами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Смирнов Н. И., Дроздов А. Н., Смирнов Н. Н.** Трибодинамические аспекты ресурса электропогружных лопастных насосов для добычи нефти // Зап. Горн. ин-та. — 2023. — Т. 264. — С. 962–970.
2. **Ergashev R., Bekchanov F., Musaev S., Saydullaev S., and Kholbutaev B.** Reducing vibration of pumping units of reclamation systems, IV Int. Scientific Conf. “Construction Mechanics, Hydraulics and Water Resources Engineering”, CONMECHYDRO–2022, 2023, Vol. 365. — 03021.
3. **Fakher S., Khlaifat A., Hossain M. E., and Nameer H.** Rigorous review of electrical submersible pump failure mechanisms and their mitigation measures, J. Petrol. Expl. Production Technol., 2021, No. 11. — P. 3799–3814.
4. **Макеев А. А., Мишагин С. Г., Юрьев А. Н., Хасанов Р. Н., Прокудин А. В.** Исследование влияния периодического режима работы электроцентробежных насосов на ресурс подземного оборудования // Нефтепромысловое дело. — 2024. — № 7 (667). — С. 37–42.
5. **Карипова В. Н., Цечоев А. Х.** Исследование вибропараметров ступеней погружных центробежных электронасосов // Междунар. журн. информационных технологий и энергоэффективности. — 2024. — Т. 9. — № 7 (45). — С. 236–241.
6. **Лихачева Е. А., Островский В. Г., Лыкова Н. А., Мусинский А. Н., Байдаров П. А.** Надежность погружных нефтяных насосов при периодической эксплуатации // PRОнефть. Профессионально о нефти. — 2021. — Т. 6. — № 1. — С. 54–58.
7. **Arumugam D., Stephen C., and Sivasailam K.** Determination of stage-wise pressure pulsation in a vertical multistage electrical submersible pump, J. Brazil. Soc. Mechan. Sci. Eng., 2022, Vol. 44, No. 11. — 548.
8. **Arumugam D. and Sivasailam K.** Pressure fluctuation study in the stages of a multistage pump at best efficiency points under various operating speeds, J. Eng. Res., 2022, Vol. 10, No. 2B. — 10257.
9. **Лощакова Э. У.** Влияние уровня вибрационных нагрузок на работу насосных установок для добычи нефти // Современные технологии в нефтегазовом деле. — 2021. — Уфа, 2021. — С. 462–465.
10. **Думлер Е. Б.** Исследование пневмопружинного компенсатора колебаний давления с квазиулевым жесткостью для погружного электроцентробежного насоса: дис. ... канд. техн. наук. — Уфа, 2018. — 143 с.
11. **Сабитов Р. В., Кирпичникова И. М., Горшков К. Е.** Применение погружного компенсирующего устройства в нефтедобыче // Вестн. КазГЭУ. — 2023. — Т. 15. — № 2 (58). — С. 128–139.
12. **Шайхуллин Р. Р., Зайнаглина Л. З.** Усовершенствованный компенсатор для снижения вибрации в УЭЦН // Материалы 48-й Всерос. науч.-техн. конф. молодых ученых, аспирантов и студентов с международным участием. — 2021. — С. 792–795.
13. **Zubairov S. G., Zotov A. N., Salikhov T. I., and Yakhin R. R.** Investigation of a full-size damper for an electrically driven centrifugal pump for oil production, SOCAR Proc., 2021, No. S2. — P. 31–36.
14. **Габдрахимов М. С., Галеев А. С., Бикбулатова Г. И., Сабанов С. Л., Фахриева К. Р.** Снижение колебаний погружного электроцентробежного насоса путем установки динамического гасителя // Нефть и газ. — 2016. — № 4 (118). — С. 18–23.

15. **Вахитова Р. И., Сарачева Д. А., Уразаков К. Р.** Радиальный компенсатор для снижения уровня аварийности на нефтедобывающих скважинах // Изв. ТулГУ. Науки о Земле. — 2023. — № 3. — С. 146–155.
16. **Уразаков К. Р., Алиметов Ш. А., Тугунов П. М.** Исследование эффективности выноса воды и механических примесей с забоя нефтяных скважин // Изв. ТПУ. Инжиниринг георесурсов. — 2021. — Т. 332. — № 10. — С. 77–85.
17. **Кузнецов О. Л., Симкин Э. М., Чилингар Дж.** Физические основы вибрационного и акустического воздействия на нефтегазовые пласты. — М.: Мир, 2001. — 260 с.
18. **Пат. 2261984С1 РФ.** Способ эксплуатации скважины / Ащепков Ю. С., Ащепков М. Ю., Панарин А. Т., Чертенков М. В. // Оpubл. в БИ. — 2005. — № 28.
19. **Пат. 2520674С1 РФ.** Скважинное устройство для генерирования и передачи упругих колебаний в продуктивный пласт / Свалов А. М., Мищенко И. Т., Ибатуллин Р. Р., Хисамов Р. С., Таипова В. А., Чепик С. К. // Оpubл. в БИ. — 2014. — № 18.
20. **Свалов А. М.** Эффект повышения дебита добывающих скважин при применении нагруженных хвостовиков // ФТПРПИ. — 2018. — № 1. — С. 107–112.
21. **Ци Ч., Гузев М. А., Поплыгин В. В., Куницких А. А.** Прогнозирование проницаемости призабойной зоны пласта при волновом воздействии // Зап. Горн. ин-та. — 2022. — Т. 258. — С. 998–1007.
22. **Работнов Ю. Н.** Механика деформируемого твердого тела. — М.: Наука, 1979. — 744 с.

Поступила в редакцию 03/IV 2025

После доработки 10/V 2025

Принята к публикации 16/V 2025