

РАСЧЕТ УПЛОТНЕНИЯ КРЫШКИ ЛЮКА ПОДВОДНОГО АППАРАТА

Полонский В.Л., Скрябнев А.Ю., Тарасенко Е.А., Тупиков А.М.

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург

Ключевые слова: уплотнение, подводный аппарат, резина, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, напряжение Мизиса.

Аннотация. В настоящее время широко применяются подводные технологии при освоении подводных месторождений добычи нефти и газа. В связи с этим актуальным становится вопрос создания эффективных подводных аппаратов для работы на глубине и транспортировки углеводородов к месту переработки. В работе представлена оценка работоспособности уплотнения крышки люка подводного аппарата. Авторами использовались аналитические методы исследования МКЭ в программе Abaqus. В ходе выполнения исследований рассмотрены несколько этапов нагружения резинового уплотнения и построены конечно-элементные модели. Анализ полученных при исследовании результатов показал, что рассчитанное резиновое уплотнение в заданных условиях эксплуатации удовлетворяет всем критериям работоспособности: прочность, уплотняемость, отсутствие выдавливания в зазор, ограничение на силу поджатия. Результаты исследований могут быть использованы в конструктивных решениях по проектированию и модернизации уплотнения люка подводных аппаратов.

CALCULATION OF THE SEAL OF THE HATCH COVER OF THE UNDERWATER VEHICLE

Polonsky V.L., Skryabnev A.Yu., Tarasenko E.A., Tupikov A.M.

Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg

Keywords: compaction, underwater vehicle, rubber, finite element method, stress-strain state, Mises stress.

Abstract. Currently, underwater technologies are widely used in the development of underwater oil and gas fields. In this regard, the issue of creating effective underwater vehicles for working at depth and transporting hydrocarbons to the processing site becomes urgent. The paper presents an assessment of the performance of the hatch cover seal of an underwater vehicle. The authors used analytical methods for studying FEM in the Abaqus program. During the research, several stages of rubber seal loading were considered and finite element models were constructed. Analysis of the results obtained during the study showed that the calculated rubber seal under the given operating conditions satisfies all performance criteria: strength, compactability, lack of extrusion into the gap, limitation on the compression force. The research results can be used in design solutions for the design and modernization of hatch seals for underwater vehicles.

Введение

Актуальность работы обусловлена необходимостью создания надёжных, эффективных и конкурентноспособных подводных аппаратов. С середины 20 века проводились исследования по определению свойств различных марок резины, изготовления резиновых деталей оборудования для химической, нефтяной, горно-обогатительной, сельскохозяйственной отраслей промышленности [1]. В работах [2-4] рассматриваются резиновые уплотнители, их конструкции, методы расчета для герметизации жидких агрессивных сред. Результаты теоретических исследований, связанных с математическим моделированием эластомерных материалов, определению нелинейных деформаций представлены в работах [5-8]. Использование метода конечных элементов для уплотнений позволяет на ранних этапах проектирования оценить герметичность и прочность уплотнительных узлов, а соответственно и конструкции подводного аппарата в целом [9, 10].

В данной работе делается оценка работоспособности уплотнения крышки люка подводного аппарата. Как обычно работоспособность уплотнения оценивается по критериям прочности, уплотняемости и выдавливания в зазор. Кроме того, на уплотнения люка накладываются ограничения величины силы поджатия, т.е. ограничивается сила, закрывающая люк.

Материалы и методы исследований

Использовались аналитические методы исследования МКЭ в программе Abaqus.

Результаты

Для увеличения надежности уплотнения располагаются в два ряда. Максимальное давление $p = 3,2$ МПа. Рабочая температура от $T = -2^{\circ}\text{C}$ до $T = +30^{\circ}\text{C}$ в воде. Максимальный зазор – до 3 мм. Максимальная погонная нагрузка при задривании крышки в воде (при $T = -2^{\circ}\text{C}$) $F = 3,8$ кН/м.

Уплотнительный узел показан на рисунке 1. Уплотнения имеют форму «ласточкина хвоста», что позволяет с одной стороны уменьшить поджимающее усилие, с другой стороны позволяет уплотнению оставаться работоспособной при большом диапазоне зазоров между крышкой люка и основанием. Уплотнения устанавливаются в углубления крышки и удерживаются металлическим кольцом.

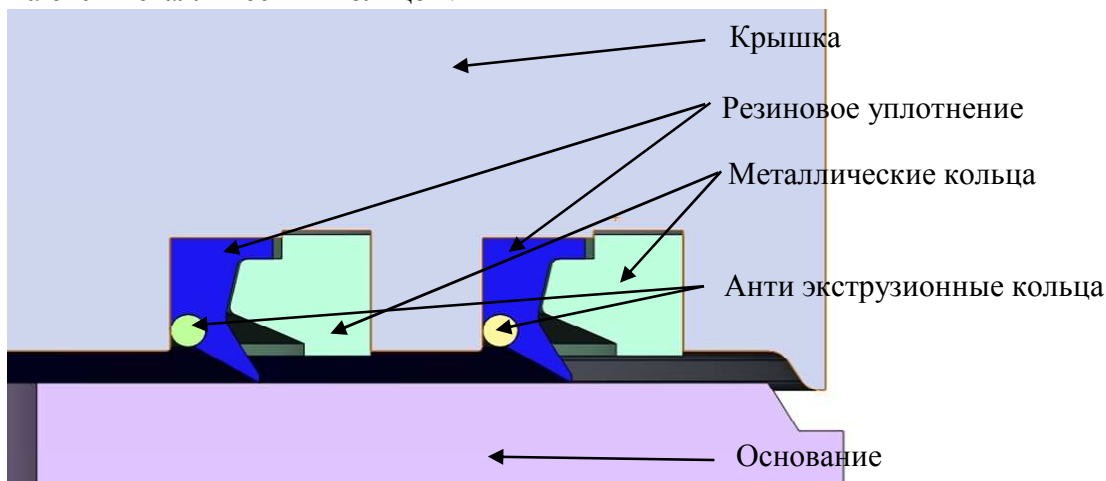


Рис. 1. Уплотнительный узел

Само уплотнение состоит из двух частей: само резиновое уплотнение и антиэкструзионное кольцо. Резиновое уплотнение состоит из мягкой резины, модуль Юнга $E = 2,6$ МПа. В качестве антиэкструзионного кольца используется кольцо из резины большей жесткости, $E = 20$ МПа.

Диаметр колец уплотнений существенно превышает габаритные размеры сечения. Кроме того, в задании необходимо определить погонную сжимающую силу, необходимую для сжатия фланцев. По этим причинам задача решалась как плоская, и рассматривалась модель единичной толщины (1 мм). Трение в расчетах не учитывается. Температурная усадка не учитывается. Задача решалась в нелинейной постановке. Резина рассматривалась как нелинейно упругий несжимаемый материал. Металл рассматривался как абсолютно твердый материал.

Рассматривается одно уплотнение. Конечно-элементная модель уплотнения показана на рисунке 2. В расчетах использовались четырехточечные прямоугольные элементы. Синие линии на рисунке – это границы металлических поверхностей, поджимающих резину. Большими цифрами на рисунке 2 обозначены различные металлические детали: 1 – крышка, 2 – металлическое кольцо, 3 – основание. Синий цвет – мягкая резина. Желтый цвет – жесткая резина.

Задача решалась в несколько этапов. На первом этапе резина поджимается металлическим кольцом 2 (рис. 2). На втором этапе уплотнение поджимается основанием 3. На третьем этапе подается давление $p = 3,2$ МПа. Рассматриваются два состояния: без зазора и с зазором 3 мм.

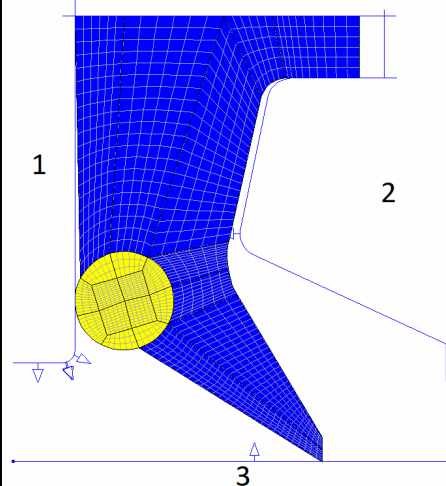


Рис. 2. Модель уплотнения

Для разных температур резина рассматривалась как отдельный материал со своими упругими характеристиками.

Деформированное положение уплотнения после 1-ого этапа показано на рисунке 3. Поле разрушающих напряжений фон Мизеса приведено для температуры $T = 20^{\circ}\text{C}$.

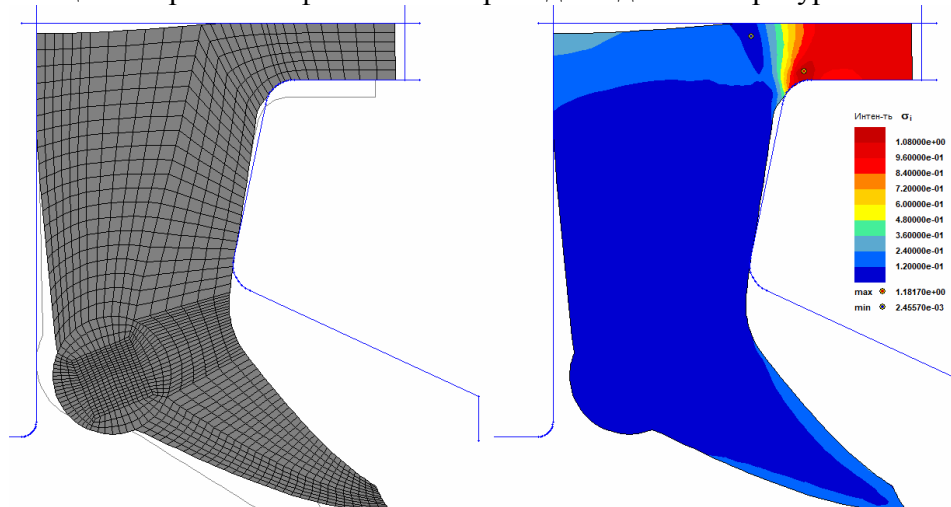


Рис. 3. Деформированная модель и поле разрушающих напряжений фон Мизеса после первого этапа нагружения

Удерживающий выступ уплотнения поджат на 24%. Толщина резинового выступа изначально 5мм. После поджатия толщина 3,8 мм. Поэтому в нем возникли максимальные напряжения $\sigma_i = 1,18$ МПа.

Деформированное состояние после поджатия основанием показано на рисунке 4 для нулевого зазора и на рисунке 5 для зазора 3 мм. Поле разрушающих напряжений приведено для температуры $T = 20^{\circ}\text{C}$. Максимальные разрушающие напряжения $\sigma_i = 1,27$ МПа в случае без зазора и $\sigma_i = 1,19$ МПа при зазоре 3 мм.

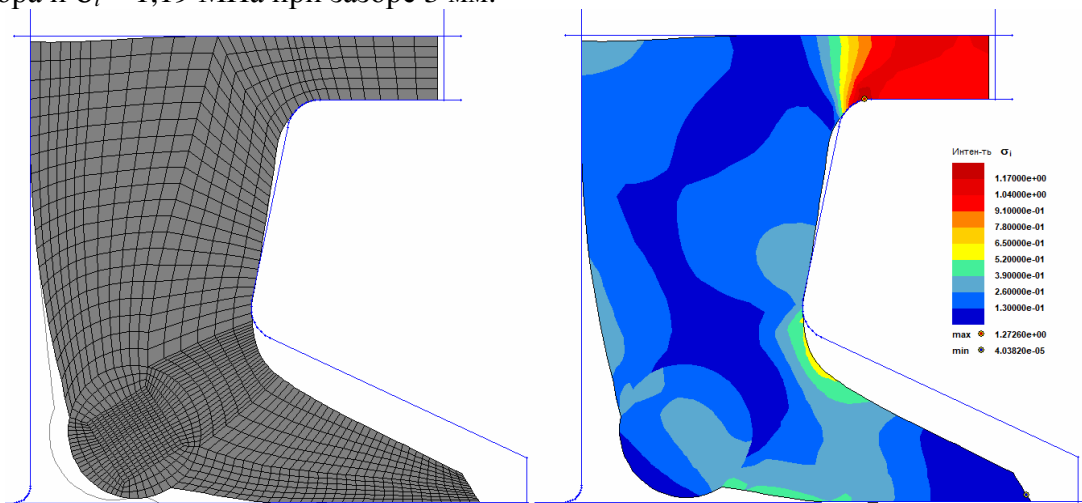


Рис. 4. Деформированная модель и поле разрушающих напряжений фон Мизеса после второго этапа нагружения; без зазора

Распределение контактных напряжений для $T = 20^{\circ}\text{C}$ показано на рисунке 6. Слева – без зазора. Справа – зазор 3 мм.

При отсутствии зазора максимальные по модулю контактные напряжения $\sigma_{hi} = 0,18$ МПа, при зазоре 3 мм – $\sigma_{hi} = 0,1$ МПа. Величины достаточно малы, но они и не могут быть большими, т.к. это существенно повысит жесткость уплотнения. Здесь важно чтобы контактные напряжения не сильно отличались при отсутствии зазора и при зазоре 3 мм. Разница значений не велика.

Величина погонной нагрузки при поджатии уплотнения при $T = -2^{\circ}\text{C}$ для одного уплотнения $F = 1,86 \text{ Н/мм} = 1,86 \text{ кН/м}$. Для двух уплотнений $F = 3,72 \text{ кН/м}$. Требование по величине погонной нагрузки при задривании крышки на воздухе выполнено.

Третий этап, давление $p = 3,2 \text{ МПа}$. Поля напряжений показаны на рисунках 7 и 8.

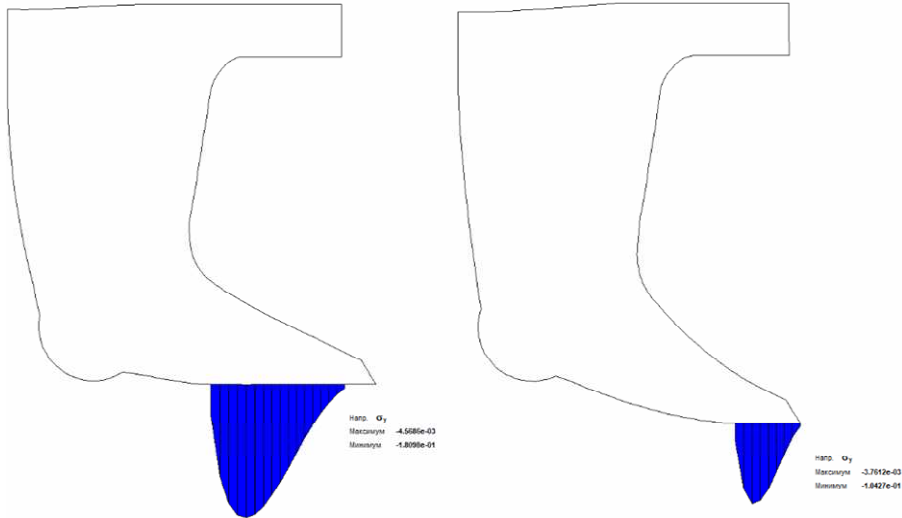


Рис. 6. Распределение контактных напряжений для $T = 20^{\circ}\text{C}$; слева – без зазора; справа – зазор 3 мм

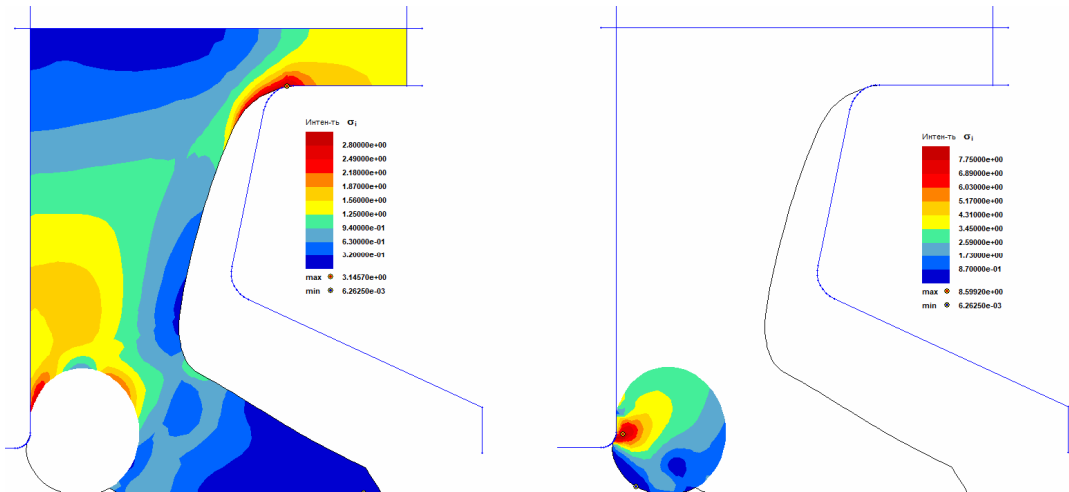


Рис. 7. Поле разрушающих напряжений фон Мизеса уплотнения при зазоре 3 мм и давлении $p = 3,2 \text{ МПа}$ для мягкой резины (слева) и твердой резины с модулем $E = 20 \text{ МПа}$ (справа)

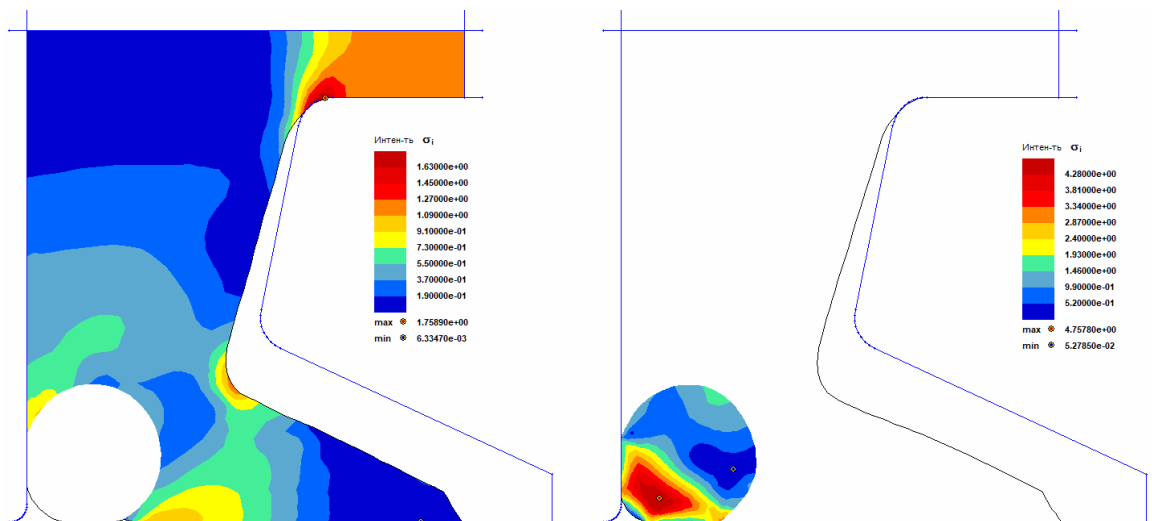


Рис. 8. Поле разрушающих напряжений фон Мизеса уплотнения при отсутствии зазора и давлении $p = 3,2 \text{ МПа}$ для мягкой резины (слева) и твердой резины с модулем $E = 20 \text{ МПа}$ (справа)

Максимальные напряжения для мягкой резины при зазоре 3мм $\sigma_i = 3,1$ МПа, при отсутствии зазора $\sigma_i = 1,76$ МПа. Коэффициент запаса при этом составляет порядка 11, что позволяет предположить отсутствие разрушения мягкой резины.

Максимальные напряжения для твердой резины при зазоре 3мм $\sigma_i = 8,6$ МПа, при отсутствии зазора $\sigma_i = 4,8$ МПа. Эти величины более чем в два раза меньше модуля Юнга твердой резины, что позволяет предположить отсутствие разрушений.

Из рисунка 8 видно, что резина с заданной жесткостью не выдавливается в зазор. С другой стороны, нельзя точно сказать какую жесткость должна иметь твердая резина, чтобы выдавливания не произошло. Здесь не учитывалось такое свойство резины как вязкость, которая несомненно влияет на способность резины выдавливаться. Кроме того, признаком выдавливания в зазор при расчетах является потеря сходимости процесса расчета и невозможность получения окончательного результата. Это также не способствует получению точного результата. По этим причинам рекомендуется в качестве антиэкструзионного устройства использовать, например, металлические пружинные кольца.

Выводы

Подводя итог, можно сказать, что рассчитанное уплотнение удовлетворяет всем критериям работоспособности: прочность, уплотняемость, отсутствие выдавливания в зазор, ограничение на силу поджатия. Результаты исследований могут быть использованы в конструктивных решениях по проектированию и модернизации уплотнения люка подводных аппаратов.

Список литературы

1. Потураев В.Н. Резиновые детали машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
2. Голубев А.И. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
3. Мельников О.М., Казанцев С.П., Игнаткин И.Ю., Скороходов Д.М., Белов М.И. Совершенствование уплотнительных устройств подшипниковых узлов сельскохозяйственной техники // *Агроинженерия*. – 2022. – Т. 24, № 3. – С. 68-72.
4. Чудинов А.М., Гальчак И.П., Салихова М.Н. Полимерные материалы для изготовления уплотнений силовых гидроцилиндров // *Научно-технический вестник: Технические системы в АПК*. – 2020. – № 2(7). – С. 75-79.
5. Федорова А.Ф., Давыдова М.Л., Шадрин Н.В., Борисова А.А., Федоров А.Л., Антоев К.П., Халдеева А.Р., Павлова В.В. Исследование изменения свойств уплотнительных резин в условиях воздействия углеводородной среды и температурного режима // *Природные ресурсы Арктики и Субарктики*. – 2022. – Т. 27, № 2. – С. 316-326.
6. Штайн А. Выбор материала уплотнений для нефтегазовой промышленности // *Каучук и резина*. – 2021. – Т. 80, № 3. – С. 146-148.
7. Морозов А.В., Буковский П.О., Петрова Н.Н., Тимофеева Е.Н. Повышение износостойкости морозостойких резин за счёт армирования многостенными углеродными нанотрубками // *Каучук и резина*. – 2019. – Т. 78, № 6. – С. 356-363.
8. Белооголов Ю.И. Компенсация действия давления рабочей среды в уплотнительных соединениях с тонкостенными элементами // *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*. – 2021. – №2(70). – С. 51-60.
9. Полонский В.Л., Тюрин А.П. Проектирование неподвижных уплотнений для подводного нефтедобывающего оборудования // *Модели и методы развития технологий машиностроения в условиях цифровизации экономики России: Науч. тр. Высшей школы машиностроения*. – СПб.: СПбПУ, 2022. – С. 14-22.
10. Бяков М.А., Буялич Г.Д., Буялич К.Г. Совершенствование методики расчета уплотнительных устройств гидростоек механизированных крепей // *Россия молодая: Сборник материалов XIV Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Кемерово, 19-21 апреля 2022 года*. – Кемерово: Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, 2022. – С. 103021-103027.

References

1. Poturaev V.N. Rubber machine parts. – М.: Mechanical Engineering, 1977. – 216 p.
2. Golubev A.I. Seals and sealing technology. Directory. – М.: Mechanical Engineering, 1986. – 464 p.
3. Melnikov O.M., Kazantsev S.P., Ignatkin I.Yu., Skorokhodov D.M., Belov M.I. Improvement of sealing devices of bearing units of agricultural machinery // *Agroengineering*. 2022, vol. 24, no. 3, pp. 68-72.

4. Chudinov A.M., Galchak I.P., Salikhova M.N. Polymer materials for the manufacture of seals for power hydraulic cylinders // Scientific and Technical Bulletin: Technical systems in the agro-industrial complex. 2020, no. 2(7), pp. 75-79.
5. Fedorova A.F., Davydova M.L., Shadrinov N.V., Borisova A.A., Fedorov A.L., Antoev K.P., Khaldeeva A.R., Pavlova V.V. Study of changes in the properties of sealing rubbers under the influence of a hydrocarbon environment and temperature conditions // Natural resources of the Arctic and Subarctic. 2022, vol. 27, no. 2, pp. 316-326.
6. Stein A. Selection of seal material for the oil and gas industry // Rubber and Rubber. 2021, vol. 80, no. 3, pp. 146-148.
7. Morozov A.V., Bukovsky P.O., Petrova N.N., Timofeeva E.N. Increasing the wear resistance of frost-resistant rubbers due to reinforcement with multi-walled carbon nanotubes // Rubber and Rubber. 2019, vol. 78, no. 6, pp. 356-363.
8. Belogolov Yu.I. Compensation of the pressure of the working medium in sealing joints with thin-walled elements // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2021, no. 2(70), pp. 51-60.
9. Polonsky V.L., Tyurin A.P. Design of fixed seals for underwater oil production equipment // Models and methods for the development of mechanical engineering technologies in the context of digitalization of the Russian economy: Scientific works of the Higher School of Mechanical Engineering. – SPb: SPbPU, 2022. – P. 14-22.
10. Vyakov M.A., Buyalich G.D., Buyalich K.G. Improving the methodology for calculating sealing devices of hydraulic props of powered supports // Young Russia: Collection of materials from the XIV All-Russian Scientific and Practical Conference with international participation, Kemerovo, April 19-21, 2022. – Kemerovo: Kuzbass State Technical University n.a. T.F. Gorbachev, 2022. – P. 103021-103027.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Полонский Владимир Львович – кандидат технических наук, доцент	Polonsky Vladimir Lvovich – candidate of technical sciences, associate professor
Скрябнев Артем Юрьевич – кандидат технических наук, доцент	Skryabnev Artem Yurievich – candidate of technical sciences, associate professor
Тарасенко Елена Александровна – кандидат технических наук, доцент	Tarasenko Elena Aleksandrovna – candidate of technical sciences, associate professor
Тупиков Александр Максимович – аспирант, инженер лаборатории «Машиноведение и надёжность систем»	Tupikov Alexander Maksimovich – postgraduate student, engineer of the Laboratory "Machine science and reliability of systems"
taraselen@mail.ru	

Получена 14.03.2024