

УДК 532.5  
PACS 47.11.-j

## Моделирование охлаждения масла погружного электродвигателя с помощью теплообменника

Р. Р. Гизатуллин<sup>1†</sup>, С. Н. Пещеренко<sup>1</sup>, Н. А. Лыкова<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Пермский национальный исследовательский политехнический университет

<sup>2</sup> АО Новомет-Пермь

† Roman.Gizatullin@novometgroup.com

Погружные электродвигатели являются приводом погружных нефтяных насосов, преобразующим электрическую энергию, которая подаётся по кабелю с наземной станции управления, в механическую энергию вращения насосов. В настоящее время примерно в 30% случаев отказ электроцентробежной погружной установки происходит из-за отказа погружного электродвигателя. Одной из основных причин отказов является перегрев изоляции статорной обмотки. Перегрев погружных маслозаполненных электродвигателей (ПЭД) возникает потому, что внутри ПЭД выделяется больше тепла, чем отводится через его внешнюю поверхность. Чтобы интенсифицировать теплоотвод, предлагается последовательно с ПЭД соединить теплообменник и организовать циркуляцию масла по замкнутому контуру. Как в ПЭД, так и в теплообменнике масло течет по кольцевому зазору вдоль внутренней поверхности корпуса, канал для масла замыкается через отверстие внутри вала. Целью работы является выбор такой конфигурации кольцевого канала, при котором его длина была бы минимальной. Интенсификация теплоотвода путем увеличения скорости теплоносителя не целесообразна, т.к. требует комплектации ПЭД мощным насосом для перекачки масла, который станет дополнительным источником тепла. Поэтому было решено увеличить площадь поверхности кольцевого канала, по которому тепло через корпус установки отводится в скважинную жидкость. Выполнена серия расчетов теплообменников с гладкими стенками, с ребрами, перпендикулярными направлению потока, и со спиральными канавками, которые дополнительно увеличивают длину траектории частиц масла и время их теплового контакта со стенками корпуса теплообменника. Расчет методом вычислительной гидродинамики показал, что теплообменники, выполненные по первым двум вариантам конструкций, отводили менее половины тепла. По третьему варианту масло охлаждалось практически до температуры скважинной жидкости при длине теплообменника порядка 10% длины ПЭД.

**Ключевые слова:** погружной электродвигатель; теплообменник; температура; ANSYS Fluent.

*Поступила в редакцию 05.02.2021; после рецензии 01.03.2021; принята к опубликованию 02.03.2021*

## Simulation of oil cooling of a submersible motor using a heat exchanger

R. R. Gizatullin<sup>1</sup>, S. N. Peshcherenko<sup>1</sup>, N. A. Lykova<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Perm National Research Polytechnic University

<sup>2</sup> «Novomet-Perm»

† Roman.Gizatullin@novometgroup.com

Submersible motors are part of submersible oil production pumps that convert electrical energy, which is supplied through a cable from VSD, into mechanical energy of pump rotation. Currently, in about 30% of cases, the failure of an electrical submersible pump is due to a failure of the submersible motor. One of the main causes of failures is overheating of the stator winding insulation. Overheating of submersible oil-filled electric motors occurs because more heat is generated inside the motor than is removed through its outer surface. To intensify the heat removal, it is proposed to connect a heat exchanger in series with the motor and to organize the circulation of the oil in a closed loop. Both in the submersible motor and in the heat exchanger, oil flows along the annular gap along the inner surface of the housing, the oil channel is closed through a hole inside the shaft. The aim of the work is to select such a configuration of the annular channel, in which its length would be minimal. Intensification of heat removal by increasing the speed of the coolant is not advisable, because requires the motor to be equipped with a powerful pump for pumping oil, which will become an additional source of heat. Therefore, it was decided to increase the surface area of the annular channel through which heat, through the body of the installation, is removed to the well fluid. A series of calculations was performed for heat exchangers with smooth walls, with fins (perpendicular to the flow direction), and with spiral grooves (which additionally increase the length of the trajectory of oil particles and the time of their thermal contact with the stacks of the heat exchanger body). Computational fluid dynamics calculations showed that heat exchangers made according to the first two design options removed less than half of the heat. According to the third option, the oil was cooled practically to the temperature of the well fluid with a heat exchanger length of about 10% of the submersible motor length.

**Keywords:** submersible motor; heat exchanger; temperature; ANSYS Fluent.

*Received 05.02.2021; revised 01.03.2021; accepted 02.03.2021*

doi: 10.17072/1994-3598-2021-1-69-75

## 1. Введение

Время безотказной работы современных погружных электродвигателей (ПЭД), которые применяются для добычи нефти, в основном определяется надежностью электроизоляции статорной обмотки [1, 2].

Отказ изоляции, чаще всего, происходит из-за ее температурного старения или расплавления при нагреве выше критической температуры [3, 4].

Выделяющееся в ПЭД тепло отводится в скважинную жидкость, протекающую в кольцевом зазоре между корпусом двигателя и поверхностью обсадной колонны скважины. Условия теплоотвода меняются по длине ПЭД, т.к. скважинная жидкость нагревается.

В разное время было предложено большое количество способов предотвращения перегрева погружного электродвигателя. Так, например, используют электротепловое реле [5, 6] для своевременного выключения двигателя. Но это приводит к остановке всей установки электроцентробежного насоса и, как следствие, к денежным затратам из-за простоя.

Лучший способ избежать отказа ПЭД из-за перегрева – это увеличить теплоотвод в окружающую жидкость. С этой целью иногда применяют специальные кожухи [7, 8]. За счет того, что кольцевой канал за корпусом двигателя сужается, скорость охлаждающей жидкости повышается и улучшается теплоотвод. Но из-за этого увеличива-

ются габариты всей установки и диапазон допустимых по размеру скважин значительно уменьшаются.

Также эффективным способом повышения ресурса двигателя является увеличение термостойкости и теплопроводности электроизоляционных материалов обмотки статора за счет технологии объемного компаундирования [9]. Такой метод снижает перегрев обмотки на  $\sim 7-10^\circ$ . Благодаря этому удастся увеличить среднее время безотказной работы с 700 до 980 сут., т. е. на 40%.

Для уменьшения температуры погружного электродвигателя разрабатывают теплообменники различных форм и конфигураций [10–12].

Несмотря на все перечисленные способы уменьшения температуры двигателя, до сих пор примерно 30% случаев отказов электроцентробежной погружной установки для добычи нефти происходит из-за отказа ПЭД по причине перегрева его электроизоляции [1, 2, 13].

В данной работе предложена геометрия теплообменника, которая позволяет эффективно снижать температуру масла электродвигателя. С помощью методов вычислительной гидродинамики выполнено моделирование охлаждения для трех конструкций.

## 2. Конструкция теплообменника

Теплообменник проектировался для установки электроцентробежного насоса 7А габарита (диа-

метр корпуса двигателя 130 мм). Диаметр скважины составляет 224 мм.

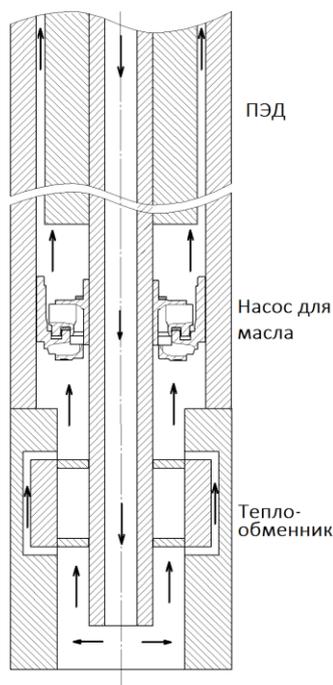


Рис. 1. Схема охлаждения погружного электродвигателя

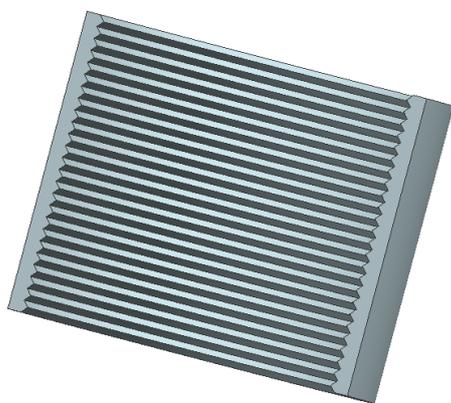


Рис. 2. Корпус теплообменника с ребрами

Для того чтобы увеличить теплоотвод от электродвигателя, предлагается в нижней его части располагать насос для прокачки нагретого масла и теплообменник для охлаждения этого масла [14]. Теплообменник представляет собой корпус, внутри которого с образованием кольцевого зазора (1,5 мм) размещена изоляционная перегородка (рис. 1).

Поскольку скорости в коаксиальном зазоре будут маленькими (течение ламинарное), а, значит, маленьким будет и теплоотвод. Было решено интенсифицировать теплоотвод путем искусственной турбулизации потока. Так, одним из способов повышения теплоотвода является оребрение поверхности нагрева [15]. В нашем случае были нанесены ребра на внутреннюю поверхность корпуса тепло-

обменника так, что площадь контакта увеличилась почти в 2 раза (рис. 2).

Также известно, что теплообменные аппараты с винтовыми каналами хорошо охлаждают жидкость [16, 17]. Поэтому ещё одним вариантом был теплообменник с вырезанными на внутренней поверхности корпуса спиральными каналами (рис. 3). При такой геометрии помимо площади контакта увеличивается время нахождения жидкости в теплообменнике.

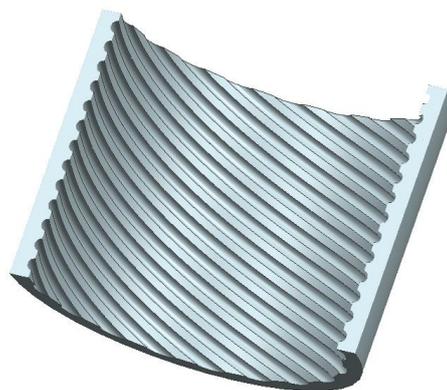


Рис. 3. Корпус теплообменника со спиральными каналами

Далее для трех вариантов конструкций теплообменника (с гладким корпусом, с ребристым корпусом и со спиральными каналами) методами вычислительной гидродинамики было проведено численное моделирование охлаждения масла двигателя.

### 3. Численное моделирование охлаждения масла

Теплоотвод моделировался численно с помощью прикладного продукта ANSYS Fluent 16.2. Задача решалась в стационарной постановке. Жидкость считали несжимаемой.

При моделировании решались осредненные по Рейнольдсу уравнения неразрывности, движения и энергии [18]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} &= 0, \\ -\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( -\rho \overline{u_i u_j} \right), \\ \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} &= a \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \overline{u_j T} \right). \end{aligned}$$

Здесь  $u_1, u_2, u_3, p, T$  – актуальные проекции скорости, давление, температура,  $\bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{u}_3, \bar{p}, \bar{T}$  – осредненные по времени их значения,  $u'_1, u'_2, u'_3, p', T'$  – пульсационные значения,  $\mu$  – кинематическая вязкость жидкости,  $a$  – коэффициент температуропроводности материала.

Для замыкания уравнений выбрали SST модель турбулентности, которая обычно применяется при решении задач о движении жидкости с теплообменом [19–21]:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right],$$

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \gamma \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] +$$

$$+ \frac{2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega_2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j},$$

$$\tau_{ij} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}.$$

Эмпирические константы модели  $(\sigma_k, \sigma_\omega, \beta)$  определяются через соответствующие константы  $k-\varepsilon$  и  $k-\omega$  моделей с помощью весовой функции  $F_1$ .

Для моделирования теплообмена между соприкасающимися поверхностями твердых и жидких доменов использовалось граничное условие Coupled, которое автоматически выполняет баланс энергии на сопряженных стенках.

Для получения расчетной схемы был применен метод конечных объемов. Выбрали второй порядок аппроксимации дифференциальных уравнений. Для решения стационарной задачи использовали метод установления. Шаг по времени задавали автоматически.

Условием применения модели SST является ограничение по безразмерному параметру  $Y^+$  ( $Y^+ < 5$ ). Поэтому при построении сетки для расчетной области использовали преимущественно структурированные гекса-элементы со сгущением в пристеночных областях. Общее количество элементов составило  $\sim 500000$ .

Расчетная геометрия включает в себя проточный канал масла, корпус теплообменника и проточную область скважинной жидкости (рис. 4). На входе в расчетную область задавали массовый расход и температуру для скважинной жидкости ( $Q_{\text{скв}} = 1600 \text{ м}^3/\text{сут}$ ,  $T_{\text{скв}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ ) и для масла ( $Q_{\text{м}} = 2.3 \text{ м}^3/\text{сут}$ ,  $T_{\text{м}} = 170 \text{ }^\circ\text{C}$ ), на выходе  $\nabla P = 0$ .



Рис. 4. Расчетная схема

Для каждой области указывали свойства материалов. Для канала масла указывали трансформаторное масло МДПН со свойствами, приведенными в таблице.

Зависимость свойств масла МДПН от температуры

Темпер., °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c_p$ , Дж/(кг·K)	$\lambda$ , Вт/(м·K)	$\eta$ , кг/(м·с)
50	808	1851	0,1413	0,0198
60	802	1897	0,1389	0,0142
70	795	1943	0,1363	0,0105
80	791	1989	0,134	0,0078
90	785	2035	0,1314	0,0061
100	780	2081	0,129	0,0049
110	774	1851	0,1413	0,0198
120	768	1897	0,1389	0,0142

Корпус теплообменника был принят стальным. В качестве скважинной жидкости задавали высоковязкую нефть со следующими свойствами:

- $\rho = 940 \text{ кг/м}^3$  – плотность,
- $c_p = 2770 \text{ Дж/(кг·K)}$  – удельная теплоемкость,
- $\lambda = 0.319 \text{ Вт/(м·K)}$  – теплопроводность,
- $\eta = 0.37 \text{ кг/(м·с)}$  – динамическая вязкость.

Перед расчетом конструкций теплообменника была проведена верификация численной модели и известной аналитической задачи о движении воды внутри трубы при разных температурах жидкости и стенки [15]. Относительная разница аналитического и численного расчетов составила 6%.

#### 4. Результаты

Первым вариантом была посчитана конструкция теплообменника с гладким корпусом. Распределение температуры в расчетной области представлено на рис. 5.

При длине 0.9 м такой теплообменник охлаждает масло до  $125 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 6). Чтобы снизить температуру масла до температуры окружающей среды ( $\sim 80 \text{ }^\circ\text{C}$ ), необходимо удлинить корпус до 1.8 м.

Для расчета второго варианта теплообменника на внутреннюю поверхность корпуса были нанесены насечки, которые в проекции имеют равносторонний треугольник со сторонами 1 мм. Результаты численного моделирования показывают, что при той же длине (0.9 м) масло будет охлаждаться до  $114 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 7).

Третий вариант корпуса теплообменника имеет на внутренней поверхности спиралевидные каналы в количестве 20 штук, радиусом 2 мм, шагом витка 150 мм. Распределение температуры в канале масла представлено на рис. 8. Поскольку ширина каналов гораздо меньше их длины, для наглядности отображены только первые 0.3 м области.

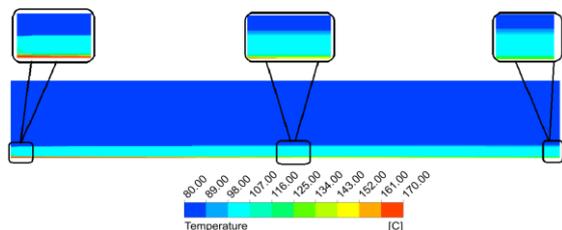


Рис. 5. Распределение температуры. Теплообменник с гладким корпусом

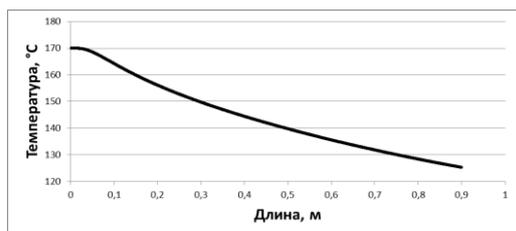


Рис. 6. Изменение температуры масла по длине. Теплообменник с гладким корпусом

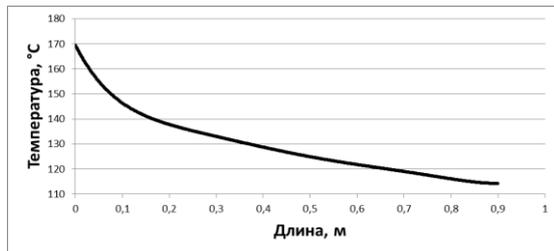


Рис. 7. Изменение температуры масла по длине. Теплообменник с ребристым корпусом

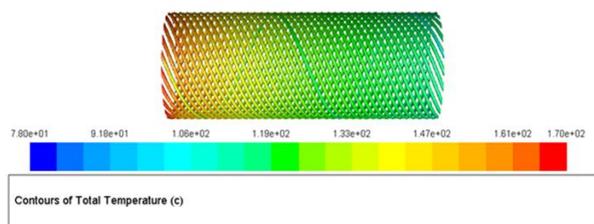


Рис. 8. Распределение температуры. Теплообменник со спиральными каналами

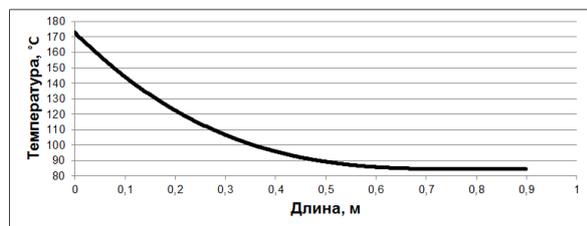


Рис. 9. Изменение температуры масла по длине. Теплообменник со спиральными каналами

Для охлаждения масла до 83 °С (температура окружающей среды) достаточно длины теплообменника ~ 0.7 м (рис. 9).

Также для каждой конструкции была проведена оценка потерь, затрачиваемых на прокачку моторного масла по проточному каналу теплообменника. Так, для первой конструкции потери составили  $\Delta P_1 = 174$  Па, для второй –  $\Delta P_2 = 250$  Па, для третьей –  $\Delta P_3 = 450$  Па. Как можно заметить, дополнительная проточная область несущественно увеличивает гидравлические потери, возникающие из-за прокачки масла.

### 5. Заключение

Предотвращение отказов погружных электродвигателей от перегрева изоляции статорной обмотки является важной и актуальной задачей для нефтедобывающей отрасли.

Нами предложен способ уменьшения температуры электродвигателя с помощью применения теплообменника для охлаждения моторного масла. Рассмотрены три типа конструкции корпуса теплообменника:

- с гладким корпусом,
- с ребрами на внутренней поверхности,
- со спиральными каналами.

Для каждой геометрии было выполнено численное моделирование охлаждения масла. Расчеты показали, что конструкция со спиральными каналами на внутренней поверхности корпуса наиболее эффективно охлаждает масло двигателя. Такой теплообменник позволяет снижать температуру масла примерно до температуры окружающей среды. Причем длина теплообменника для третьего варианта корпуса гораздо короче двух остальных. Это не только не вызовет значительного увеличения габаритов всей установки погружного электроцентробежного насоса, но и не приведет к значительному росту потерь, затрачиваемых на прокачку теплоносителя.

### Список литературы

1. Мельниченко В. Е. Оценка влияния основных технологических характеристик добывающих скважин на ресурс погружных электроцентробежных насосов: дис. на соиск. уч. степ. канд. тех. наук. М.: РГУ нефти и газа, 2017. 161 с.
2. Мельниченко В. Е. Подходы к определению причин снижения надежности УЭЦН // Бурение и нефть. 2017. № 2. С. 16–21.
3. Гареев А. А. О значении теплового режима в установках электроцентробежных насосов // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2009. № 1. С. 23–29.
4. Гареев А. А. О температурном режиме электропогружного насоса // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2010. № 6. С. 35–41.
5. Помогаев Ю. М., Ломакин М. И., Лакомов И. В., Зобов С. Ю. Современные устройства защиты погружных электродвигателей // Мат.

- междунар. н.-практ. конф. «Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе», 06–07 июня 2019 г. Воронеж: Изд-во Воронежского гос. аграрного ун-та, 2019. С. 225–231.
6. Кучурин А. Е. Погружной электродвигатель с системой защиты от перегрева. Пат. РФ № 81603. Заявл. 27.10.2008. Оpubл. 20.03.2009.
  7. Жумагалиев Н. Н. Применение кожухов для охлаждения погружных электродвигателей // Мат. VIII Межд. н.-практ. конференции обучающихся, аспирантов и ученых «Опыт, актуальные проблемы и перспективы развития нефтегазового комплекса» / Нижневартовск, 27 апреля 2018 г. Тюмень: Изд-во Тюменского индустриального ун-та, 2018. С. 163–167.
  8. Дементьев Я. В., Сунгатуллин Р. М., Вегера Н. П. Малогабаритный кожух для устройства снижения температуры погружного электродвигателя. Пат. РФ № 2606191. Заявл. 17.03.2015. Оpubл. 10.01.2017. Бюл. № 1.
  9. Пошвин Е. В. Термостойкий погружной электродвигатель // Бурение и нефть. 2011. № 11. С. 46–49.
  10. Данченко Ю. В., Пошвин Е. В. Теплообменник для погружного маслозаполненного электродвигателя. Пат. РФ № 123256. Заявл. 10.08.2012. Оpubл. 20.12.2012.
  11. Большаков Д. М., Нагиев А. Т., Жеребцов В. В., Иванов С. В. Теплообменник погружного маслозаполненного двигателя. Пат. РФ № 2599262. Заявл. 13.05.2015. Оpubл. 10.10.2016. Бюл. № 28.
  12. Диас К., Ойарсун Р., Тевес Р., Коллинз Ч. Оптимизированное охлаждение электродвигателя при насосно-компрессорной добыче. Пат. РФ № 2686971. Заявл. 19.05.2014. Оpubл. 06.05.2019. Бюл. № 13.
  13. Романов В. С., Гольдштейн В. Г. Повышение надежности электротехнического комплекса погружного электрооборудования нефтедобычи на основе анализа его аварийности // Теория и практика автоматизированного электропривода. 2018. № 3 (40). С. 20–26.
  14. Пещеренко С. Н., Гизатуллин Р. Р., Пещеренко М. П. Установка погружного насоса с магнитной муфтой. Пат. РФ № 2712847. Заявл. 25.12.2018. Оpubл. 31.01.2020. Бюл. № 4.
  15. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977, 344 с.
  16. Евсеев Е. С., Золотоносов А. Я., Золотоносов Я. Д. Высокоэффективные теплообменные аппараты на базе теплообменных элементов в виде пружинно-витых труб // Труды Академэнерго. 2008. № 4. С. 18–33.
  17. Багоутдинова А. Г., Золотоносов Я. Д., Муштакимова С. А. Математическая модель сопряженной задачи теплообмена закрученного турбулентного течения жидкости в пружинно-витом канале на основе модели турбулентности Ментера // Известия КГАСУ. 2012. № 2 (20). С. 105–111.
  18. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987.
  19. Harrison K. L., Bogard D. G. Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance // Proc. of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, GT2008, June 9–13, 2008, Berlin, Germany.
  20. Mongia H. C. Gas turbine combustor liner wall temperature calculation methodology // Proc. of 37th Joint Propulsion Conf. and Exhibit, 08–11 July 2001, Salt Lake City, USA, AIAA-2001-3267.
  21. Vieser W., Esch T., Menter F. Heat transfer prediction using advanced two-equation turbulence models // CFX Tech. Report. VAL10/0602 May 2002.

## References

1. Melnichenko V.E. *Otsenka vliyaniya osnovnykh tekhnologicheskikh kharakteristik dobyvayushchikh skvazhin na resurs pogruzhnykh elektrosentrobezhnykh nasosov* (Assessment of the influence of the main technological characteristics of production wells on the resource of submersible electric centrifugal pumps). PhD Thesis. Moscow: Gubkin University, 2017. 161 p. (in Russian).
2. Melnichenko V. E. Approaches to determining the causes of ESP reliability decrease. *Drilling and Oil*, 2017, no. 2, pp. 16-21 (in Russian).
3. Gareyev A. A. On the significance of thermal practices in electrical centrifugal pumps units. *Oborudovaniye i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa*, 2009, no. 1, pp. 23–29 (in Russian).
4. Gareyev A. A. Temperature regime of electric submersible pump. *Oborudovaniye i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa*, 2010, no. 6, pp. 35–41 (in Russian).
5. Pomogaev Yu. M., Lomakin M. I., Lakomov I. V., Zobov S. Yu. *Sovremennyye ustroystva zashchity pogruzhnykh elektrodvigateley* [Modern protection devices for submersible electric motors]. *Proc. of "Energy efficiency and energy saving in modern production and society"*. Voronezh, 2019, pp. 225–231 (in Russian).
6. Kuchurin A. E. *Pogruzhnoy elektrodvigateel' s sistemoй zashchity ot peregreva* (Submersible motor with overheating protection). Patent no. 81603, Russia, 2009.
7. Zhumagaliev N. N. *Primeneniye kozhukhov dlya okhlazhdeniya pogruzhnykh elektrodvigateley* (Application of shrouds for cooling submersible motors). *Proc. of the 8th Int. Conf. "Experience, actual problems and prospects for the development of the oil and gas complex"*. Nizhnevartovsk, 2018, pp. 163–167 (in Russian).
8. Demytyev Ya. V., Sungatullin R. M., Vegeera N. P. *Malogabaritnyy kozhukh dlya ustroystva snizheniya temperatury pogruzhnogo elektrodvigateleya* (Small enclosure for temperature

- reduction device for submersible motor). Patent no. 2606191, Russia, 2017.
9. Poshvin E. V. Termostoykiy pogruzhnoy elektrodvigatel' (Heat-resistant submersible motor). *Drilling and Oil*, 2011, № 11, pp. 46–49 (in Russian).
  10. Danchenko Yu. V., Poshvin E. V. *Teploobmennik dlya pogruzhnogo maslozapolnennogo elektrodvigatelya* (Heat exchanger for submersible oil-filled motor). Patent no. 123256, Russia, 2012.
  11. Bolshakov D. M., Nagiev A. T., Zherebtsov V. V., Ivanov S. V. *Teploobmennik pogruzhnogo maslozapolnennogo dvigatelya* (Heat exchanger for submersible oil-filled motor). Patent no. 2599262, Russia, 2016.
  12. Diaz K., Oyarsun R., Tevez R., Collins Ch. *Optimizirovannoye okhlazhdeniye elektrodvigatelya pri nasosno-kompressornoy dobyche* (Optimized motor cooling for tubing). Patent no. 2686971, Russia, 2019.
  13. Romanov V. S., Goldstein V. G. Povysheniye nadezhnosti elektrotekhnicheskogo kompleksa pogruzhnogo elektrooborudovaniya neftedobychi na osnove analiza yego avariynosti (Improving the reliability of the electrical complex of submersible electrical equipment for oil production based on the analysis of its emergency). *Teoriya i praktika avtomatizirovannogo elektroprivoda*, 2018, № 3 (40), pp. 20–26 (in Russian).
  14. Peshterenko S. N., Gizatullin R. R., Peshherenko M. P. *Ustanovka pogruzhnogo nasosa s magnitnoy muftoy* (Submersible pump with magnetic coupling). Patent no. 2712847, Russia, 2020.
  15. Mikheyev M. A., Mikheyeva I. M. *Osnovy teploperedachi* (Heat transfer basics). Moscow: Energiya Publ., 1977, 344 p. (in Russian).
  16. Evseev E. S., Zolotonosov A. Ya., Zolotonosov Ya. D. Vysokoeffektivnyye teploobmennyye apparaty na baze teploobmennyykh elementov v vide pruzhinno-vitykh trub (Highly efficient heat exchangers based on heat exchange elements in the form of spring-twisted tubes). *Trudy Akademenergo*, 2008, no. 4, pp. 18–33 (in Russian).
  17. Bagoutdinova A. G., Zolotonosov Ya. D., Mustakimova S. A. (Mathematical model of the conjugate problem of heat transfer of a swirling turbulent fluid flow in a spring-twisted channel based on the Menter turbulence model. *Izvestia KGASU*, 2012, № 2 (20), pp. 105–111 (in Russian).
  18. Loitsianskii L. G. *Fluid mechanics*. Moscow: Nauka, 1987, 824 p. (in Russian).
  19. Harrison K. L., Bogard D. G. Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance. *Proc. of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air*, June 9–13, 2008, Berlin, Germany.
  20. Mongia H. C. Gas turbine combustor liner wall temperature calculation methodology. *Proc. of 37th Joint Propulsion Conf. and Exhibit*, 08–11 July 2001, Salt Lake City, USA, AIAA-2001-3267.
  21. Vieser W., Esch T., Menter F. Heat transfer prediction using advanced two-equation turbulence models. *CFX Tech. Report. VAL10/0602* May 2002.

**Просьба ссылаться на эту статью в русскоязычных источниках следующим образом:**

Гизатуллин Р. Р., Пещеренко С. Н., Лыкова Н. А. Моделирование охлаждения масла погружного электродвигателя с помощью теплообменника // Вестник Пермского университета. Физика. 2021. № 1. С. 69–75. doi: 10.17072/1994-3598-2021-1-69-75

**Please cite this article in English as:**

Gizatullin R. R., Peshcherenko S. N., Lykova N. A. Simulation of oil cooling of a submersible motor using a heat exchanger. *Bulletin of Perm University. Physics*, 2021, no. 1, pp. 69–75. doi: 10.17072/1994-3598-2021-1-69-75

**Сведения об авторах**

1. Роман Ринатович Гизатуллин, старший преподаватель, Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Комсомольский проспект, д. 29, г. Пермь, 614990
2. Сергей Николаевич Пещеренко, д-р. физ.-мат. наук, заведующий кафедрой, Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Комсомольский проспект, д. 29, г. Пермь, 614990
3. Наталья Анатольевна Лыкова, канд. техн. наук, начальник инженерно-технического центра, АО «Нововет-Пермь», шоссе Космонавтов, 395, г. Пермь, Россия, 614065

**Author information**

1. Roman Rinatovich Gizatullin, Senior Lecturer, Perm National Research Polytechnic University, Komsomolsky av. 29, 614990, Perm, Russia
2. Sergey Nikolaevich Peshcherenko, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Head of the Department, Perm National Research Polytechnic University, Komsomolsky av. 29, 614990, Perm, Russia
3. Natalya Anatolyevna Lykova, Candidate of Engineering, Head of the Engineering and Technology Center, «Novomet-Perm», Kosmonavtov sh. 395, 614065, Perm, Russia