

На правах рукописи



ЯЗЬКОВ АЛЕКСЕЙ ВИКТОРОВИЧ

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СКВАЖИН
С ЭЛЕКТРОЦЕНТРОБЕЖНЫМИ НАСОСАМИ В УСЛОВИЯХ
МНОГОФАЗНОГО ФЛЮИДА ЗА СЧЕТ РЕГУЛИРОВАНИЯ
ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА**

Специальность 01.04.14 – теплофизика и теоретическая теплотехника

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

**диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Тюмень 2018

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Тюменский индустриальный университет»

Научный руководитель: **Грачев Сергей Иванович**
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Федоров Константин Михайлович**
доктор физико-математических наук,
профессор, директор физико-технического
института ФГАОУ ВО «Тюменский
государственный университет»

Кузнецов Сергей Викторович
кандидат физико-математических наук,
руководитель направления в
ООО «Газпромнефть Научно-Технический
Центр»

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «**Уфимский государственный авиационный технический университет**»

Защита состоится «28» марта 2018 г. в 15:00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.274.10 при ФГАОУ ВО «Тюменский государственный университет» по адресу: 625003, г. Тюмень, ул. Перекопская 15а, ауд. 410.

Тел.: 8-922-471-72-60
E-mail: ayazkov@gmail.com

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-библиотечном центре ФГАОУ ВО «Тюменский государственный университет» или на сайте <https://diss.utmn.ru/sovet/diss-sovet-212-274-10/zashchita/327324/>

Автореферат разослан « » января 2018 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.274.10
д.ф-м.н.



С.Ю. Удовиченко

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы

В настоящее время большинство механизированного фонда скважин российских компаний оборудовано погружными установками электроцентробежных насосов (УЭЦН). Это обусловлено тем, что УЭЦН может работать в довольно широких диапазонах по дебиту (до 1000 т/сут и выше), по глубине (до 3000 м и выше), а также могут обеспечивать высокие перепады давления (более 20 МПа). Геологические и технологические условия эксплуатации УЭЦН вызывают ряд осложнений, которые могут привести к сбою в одном из узлов УЭЦН и отказу всей насосной установки. Одним из доминирующих осложняющих факторов является тепловое взаимодействие скважинной продукции и узлов УЭЦН, приводящее к преждевременному выходу из строя погружного электродвигателя (ПЭД) и кабельных линий. Анализ межремонтного периода работы погружных установок показывает, что в 27-35% случаев поломка происходит по причине недостаточного охлаждения двигателя и подводящих кабелей. Снижение негативного влияния данного фактора требует понимание физических процессов, происходящих при механизированной добыче нефти, в частности, формирования гидродинамического потока той или иной структуры и процесса теплообмена в соответствующих гидродинамических условиях. Такое понимание может быть достигнуто на основе математической модели теплообмена между скважинной продукцией и УЭЦН, с помощью которой возможно будет предвосхищать последствия влияния этого фактора и выполнять действия, которые являются “упреждающими”, а не “исправляющими”. Таким образом, тема исследования процесса теплообмена между ПЭД и многофазным флюидом является актуальным.

Целью диссертационной работы является повышение эффективности эксплуатации механизированного фонда скважин, оборудованных УЭЦН с ПЭД, с помощью моделирования процесса теплообмена между ПЭД и пластовым флюидом с учетом наличия газовой и твердой фаз.

Задачи исследований

1. Построение стационарной математической модели теплообмена между ПЭД и многофазной пластовой смесью, состоящей из газовой, нефтяной и водной фаз, и учитывающей различные характеристики погружного оборудования.

2. Создание программы для численных расчетов и апробация построенной модели на фактические результаты эксплуатации скважин, оборудованных УЭЦН с системой телеметрии.

3. Исследование на основе математических экспериментов влияния свойств флюида и характеристик погружного оборудования на охлаждение электродвигателя и разработка методики по прогнозу оптимального теплового режима ПЭД при выводе на режим и эксплуатации скважин.

4. Построение математической модели теплоотдачи между ПЭД и песчано-жидкостной смесью на основе современных экспериментальных данных по влиянию механической примеси на процесс теплоотдачи между твердой поверхностью и жидкостью.

5. Исследование на основе математических экспериментов теплообмена между ПЭД и песчано-жидкостной смесью и разработка методики по прогнозу оптимального теплового режима ПЭД при выводе на режим и эксплуатации скважин, оборудованных УЭЦН с ПЭД, в условиях меняющихся характеристик газожидкостной смеси и выноса механической примеси.

Методы исследований

Работа выполнена в соответствии со стандартными методами теоретических исследований и методов численного моделирования (построение математической модели теплообмена между ПЭД и многофазной пластовой смесью; численное моделирование в условиях меняющихся свойств флюида и различных параметров погружного оборудования и др.).

Научная новизна работы

1. Разработана стационарная математическая модель теплообмена между ПЭД и трехфазной пластовой смесью, учитывающей наличие газовой и водной фаз, для скважин с объемным содержанием газа на приёме насоса не более 25-50% для пузырьковой структуры потока.

2. Усовершенствована математическая модель теплоотдачи между ПЭД и жидкостью, учитывающей наличие твердой фазы.

3. Для скважин с выносом механической примеси сформулированы математические условия, при которых коэффициент теплоотдачи между ПЭД и песчано-жидкостной смесью может достигать значений в два раза больших значений коэффициента теплоотдачи для чисто жидкостной фазы, что благоприятно сказывается на охлаждении двигателя. Данный эффект достигается за счет разрушения вязкого пограничного слоя песчаными частицами в турбулентном потоке.

4. Показана методика расчета условий оптимального теплового режима ПЭД в зависимости от обводненности, содержания газовой фазы и механической примеси при выводе скважины на режим и ее длительной эксплуатации.

Защищаемые научные положения

1. Использование разработанной математической модели теплообмена и программы для численного моделирования на основе ее позволяет в нефтяных механизированных скважинах с газосодержанием на приёме насоса не более 25-50% прогнозировать тепловой режим ПЭД в условиях меняющихся свойств флюида и параметров погружного оборудования и вырабатывать рациональные условия эксплуатации скважин.

2. Использование установленного характера влияния механической примеси на процесс теплообмена между ПЭД и песчано-жидкостной смесью и

учет его в математической модели позволяет прогнозировать оптимальные условия, при которых коэффициент теплоотдачи может быть увеличен в два раза по сравнению с коэффициентом теплоотдачи для чисто жидкостной фазы, т.е. механическая примесь может быть использована в качестве инструмента для интенсификации теплообмена между ПЭД и скважинной продукцией.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций

Достоверность авторской математической модели и практических рекомендаций на основе нее подтверждается использованием современных экспериментальных исследований в области теплообмена многофазных систем, применением теоретических законов тепломассопереноса в многофазных системах, практической апробацией для разных условий и многочисленными математическими экспериментами по имитационному моделированию процессов теплообмена между многофазной смесью и погружным электродвигателем.

Практическое значение работы

1. На основе математической модели разработана программа для численного расчета процесса теплообмена между ПЭД и флюидом при различных свойствах флюида и технологических параметрах.

2. Разработана методика регулирования теплового режима двигателя, которая позволяет сделать расчет теплового режима ПЭД при подборе УЭЦН и при эксплуатации ПЭД в скважине с меняющимися технологическими параметрами (обводненность, газовый фактор и др.), снизить количество остановок двигателя на охлаждение во время вывода скважины на режим, а значит, уменьшить вероятность перегрева двигателя, сократить потери добычи и затраты компании на ремонт оборудования.

3. На примере месторождений Томской области получены условия оптимального теплового режима ПЭД в зависимости от обводненности и содержания газовой фазы при длительной эксплуатации скважины.

4. Показано, что путем оптимизации размеров кожуха коэффициент теплоотдачи между ПЭД и песчано-жидкостной смесью может быть увеличен в два раза по сравнению с коэффициентом теплоотдачи для чисто жидкостной фазы, т.е. механическая примесь может быть использована в качестве инструмента для интенсификации теплообмена между ПЭД и скважинной продукцией.

Апробация работы

Основные положения, результаты теоретических и экспериментальных исследований, выводы и рекомендации работы докладывались на 11 научно-практических конференциях и симпозиумах, в т.ч. на I-ой Всероссийской научно-практической конференции Западно-Сибирского общества молодых инженеров нефтяников при Тюменском государственном нефтегазовом университете «Современные технологии для ТЭК Западной Сибири» (28 марта

2007г., г. Тюмень); XI Международном научном симпозиуме имени академика М.А. Усова студентов и молодых ученых «Проблемы геологии и освоения недр» (9-14 апреля 2007г., г. Томск); XI Международной научно-практической конференции Российского общества инженеров нефти и газа «Повышение нефтегазоотдачи пластов и интенсификация добычи нефти и газа» (26-28 июня 2007г., г. Москва); Региональной научно-практической конференции молодых специалистов компании ООО «ТННЦ» (1 июня 2007 г., г. Тюмень); Корпоративной научно-практической конференции молодых специалистов компании ТНК-ВР (16 ноября 2007 г., г. Москва); Региональной научно-практической конференции молодых специалистов компании ООО «ТННЦ» (12 мая 2008 г., г. Тюмень); II-ой Всероссийской научно-практической конференции Западно-Сибирского общества молодых инженеров нефтяников при Тюменском государственном нефтегазовом университете «Современные технологии для ТЭК Западной Сибири» (16 апреля 2007г., г. Тюмень); XII Международном научном симпозиуме имени академика М.А. Усова студентов и молодых ученых «Проблемы геологии и освоения недр» (14-17 апреля 2008г., г. Томск); XI Международной научно-практической конференции Российского общества инженеров нефти и газа «Повышение нефтегазоотдачи пластов и интенсификация добычи нефти и газа» (26-28 июня 2007г., г. Москва); XIII Международном научном симпозиуме имени академика М.А. Усова студентов и молодых ученых «Проблемы геологии и освоения недр» (6-11 апреля 2009г., г. Томск); 11th European Conference on the Mathematics of Oil Recovery (8-11 сентября 2008г., г. Берген, Норвегия).

Личный вклад соискателя

Автор лично участвовал во всех этапах процесса: в сборе и анализе исходных данных и литературных источников, построении модели вынужденного конвективного теплообмена между трехфазным потоком флюида и погружным электродвигателем, учитывающей различные свойства флюида и параметры погружного оборудования. На основе современных экспериментальных исследований в области теплообмена многофазных систем усовершенствовал математическую модель путем включения в процесс теплообмена твердой фазы. На основе полученной модели показано, что путем оптимизации размеров кожуха коэффициент теплоотдачи между ПЭД и песчано-жидкостной смесью может быть увеличен в два раза по сравнению с коэффициентом теплоотдачи для чисто жидкостной фазы, что благоприятно скажется на охлаждении двигателя. Полученные результаты позволили выработать рекомендации для оптимальной технологической эксплуатации погружного электродвигателя.

Публикации

По теме диссертационной работы опубликовано 11 научных работ, в том числе 5 статьи в изданиях, входящих в перечень ВАК Минобрнауки России.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертационная работа состоит из введения, 5-ти глав, библиографического списка, включающего 81 наименований, и заключения. Материал диссертации изложен на 105 страницах машинописного текста, включает 8 таблиц, 20 рисунков.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приводится общая характеристика работы, обосновывается ее актуальность, определяются цель, идея, задачи, излагаются научная новизна, защищаемые научные положения и практическая значимость.

Во первой главе приводится обзор литературы. Констатируется, что до сих пор процесс теплообмена между ПЭД и обтекающим флюидом анализировался на основе представления флюида как однофазной системе или как о водонефтяной системе. Например, в регламентах по эксплуатации ПЭД указывается минимальная допустимая скорость флюида, необходимая для охлаждения двигателя, только для воды при фиксированной температуре, которая чаще всего не приводится. Однако в условиях реальной работы УЭЦН физико-химические свойства флюида могут существенно отличаться от свойств воды. Так на современных месторождениях УЭЦН эксплуатируются часто в таких физических условиях, когда забойное давление находится ниже давления насыщения нефти газом. Это неизбежно приводит к выделению газа из нефти, в результате чего в эксплуатационной колонне формируется нефтегазовый или водонефтегазовый поток, имеющий различные структуры. В таких эксплуатационных условиях ПЭД омывается трехфазным флюидом, содержащим газовую фазу, что может вызвать изменение термодинамической обстановки на глубине спуска УЭЦН и привести к ухудшению теплосъема с ПЭД или кабеля, результатом чего может быть их перегрев.

Кроме того, в современных регламентах минимальная допустимая скорость флюида указывается при номинальных значениях тока и напряжения. Однако ПЭД в основном эксплуатируются при рабочих значениях тока и напряжения, которые меньше его номинальных значений. В этом случае количество энергии, потребляемой двигателем, снижается, и как следствие, двигатель испытывает меньшие тепловые нагрузки. Поэтому для охлаждения двигателя требуется меньшие скорости, что может смягчить требуемые условия по скорости для охлаждения ПЭД при подборе насоса.

В настоящее время большинство насосных скважин не оборудовано системой телеметрии, что затрудняет эксплуатацию ПЭД. Это особенно актуально при выводе скважины на режим, когда требуется в реальном времени следить за температурой двигателя. В этом случае рассчитанная с учетом выше упомянутых факторов минимальная допустимая скорость (а с ней и дебит) флюида позволит снизить количество остановок двигателя на охлаждение, а значит время простаивания скважины.

Несмотря на важность проблем, описанных выше, публикации, посвященные детальному исследованию процесса теплообмена между ПЭД и многофазным флюидом, отсутствуют. Решение этой задачи позволит рассчитать температуру ПЭД в зависимости от скорости флюида, основываясь

на действительных свойствах флюида (обводненность, газосодержание, вязкость, давление насыщения и др.), а также с учетом диаметра эксплуатационной колонны, параметров ПЭД (длина, диаметр, мощность) при действительных температуре и давлении пласта, рабочих токах и напряжениях ПЭД. Эта задача особенно важна для вывода скважины на режим в период ее пуска после бурения, капитального или текущего ремонтов. Также результаты решения этой задачи могут быть полезны для подбора глубины спуска УЭЦН и его дальнейшей эксплуатации в скважине с меняющимися технологическими параметрами.

Во второй главе приводятся устройство УЭЦН, устройство и характеристики одного из главных его элементов – ПЭД. Приводятся сравнение характеристик различных ПЭД как тепловых источников, регламентные предельно допустимые температура обмотки статора и температура пластового флюида. Показывается, что в регламентах не проводится какой-либо зависимости температуры ПЭД от свойств и состава флюида и наличия механической примеси. Однако в реальных условиях свойства и состав пластового флюида, а также механическая примесь могут существенно влиять на температуру ПЭД. Данный анализ показал актуальность диссертационных исследований, посвященных обоснованию методов повышения эффективности эксплуатации ПЭД в условиях многофазного флюида за счет регулирования теплового режима.

В третьей главе обоснована математическая модель теплообмена между ПЭД и трехфазным флюидом, содержащим различное объемное содержание воды и газа. Модель учитывает также потери тепла в пласт.

При построении модели теплообмена двигатель считался аксиально-симметричным гомогенным цилиндром с равномерно распределенными по его объему тепловыми источниками. Рассматривался установившийся режим теплопроводности внутри двигателя. В предположении аксиальной симметрии задачи и исчезающе малого теплопереноса в аксиальном направлении, математическая постановка задачи может быть записана в следующем виде:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{q}{k_m} = 0. \quad (1)$$

Граничные условия для уравнения (1) можно представить следующим образом:

$$\left. \frac{dT}{dr} \right|_{r=0} = 0 \text{ и } -k_m \left. \frac{dT}{dr} \right|_{r=R_m} = h \cdot (T_s - T_f(z)), \quad (2)$$

где $T_s(z)$ – температура поверхности стенки двигателя, К; $T_f(z)$ – температура флюида, К; h – местный коэффициент теплоотдачи между двигателем и флюидом, Вт/(м²·К).

Первое граничное условие равенств (2) определяется симметрией задачи, т. е. ось цилиндра будет являться осью симметрии для распределения температуры, поэтому температурный градиент на этой оси должен быть равным нулю. Второе граничное условие вытекает из закона сохранения энергии и закона Ньютона-Рихмана для конвективного теплообмена.

Записывая баланс энергии для бесконечно малого объема флюида (рисунок 1) и решая уравнение теплопереноса (1) с учетом граничных значений (2), получаем функцию температурного поля ПЭД:

$$T(r, z) = \frac{qR_m^2}{4k_m} \left(1 - \frac{r^2}{R_m^2} \right) + \frac{qL}{h} + \frac{1}{\alpha^2} \left[\beta - \alpha\beta \cdot z - \alpha\gamma - e^{-\alpha(z - \frac{1}{\alpha} \ln(\beta - \alpha^2 T_a - \alpha\gamma))} \right] \quad (3)$$

Коэффициенты α , β , γ могут быть найдены из следующих соотношений:

$$\alpha = \frac{\pi D_{pc} U}{W_{mix} \rho_{mix} c_{pmix} A}, \quad (4)$$

$$\beta = \frac{\alpha G \cos(\theta)}{W_{mix}}, \quad (5)$$

$$\gamma = -\alpha \cdot T_o - \frac{2\pi R_m q L}{W_{mix} \rho_{mix} c_{pmix} A} - \frac{g \cos(\theta)}{c_{pmix}}, \quad (6)$$

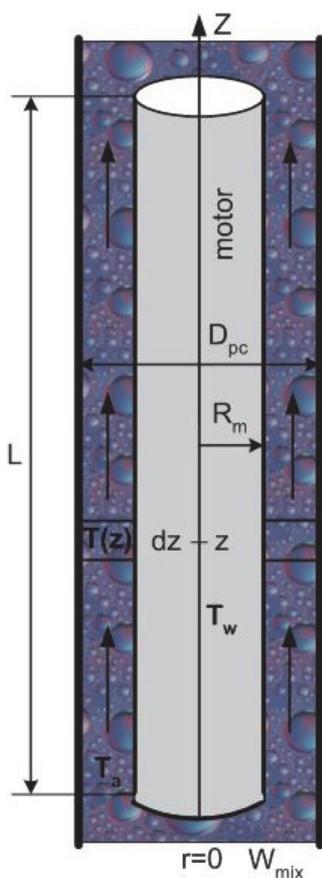


Рисунок 3 - ПЭД в эксплуатационной колонне, омываемый флюидом

где A - площадь кольцевого пространства между эксплуатационной колонной и двигателем, m^2 ; $A = \frac{\pi}{4} (D_{pc}^2 - (2R_m)^2)$; W_{mix} - скорость газожидкостной смеси, m/s ; G - температурный градиент окружающей породы, $^{\circ}C/m$; c_{pmix} - теплоемкость смеси, $Дж/(кг \cdot K)$; ρ_{mix} - плотность смеси, $кг/м^3$; D_{pc} - внутренний диаметр эксплуатационной колонны, m ; U - суммарный коэффициент теплопередачи, учитывающий конвективную передачу тепла от флюида к внутренней стенке эксплуатационной колонны, теплопроводность материала эксплуатационной колонны, теплопроводность цемента и теплопроводность породы, $Вт/(m^2 \cdot K)$.

Далее в главе для использования полученного выше уравнения распределения температурного поля ПЭД, приводится методики расчета теплофизических свойств водонефтегазовой смеси, коэффициентов конвективной теплоотдачи и теплопроводности. Кроме того, в расчетах учитывался теплообмен на участках гидродинамической и термической стабилизации.

Поскольку именно в условиях пузырьковой структуры потока на приеме насоса объемная доля газа имеет значение до 25-50%, и УЭЦН может эксплуатироваться длительное время при создании благоприятных

термодинамических условиях охлаждения ПЭД, то в главе описывается метод прогнозирования пузырьковой структуры потока.

Построенная в данной главе математическая модель теплообмена между двигателем УЭЦН и трехфазным флюидом для пузырьковой структуры потока с учетом различных свойств и состава флюида, характеристиках погружного оборудования и передачи тепла в пласт, является основой для создания программы численного моделирования теплового режима ПЭД при подборе УЭЦН и при эксплуатации ПЭД в скважине с меняющимися технологическими параметрами (обводненность, газовый фактор и др.), а также методики регулирования теплового режима двигателя.

В четвертой главе описана созданная на основе разработанной математической модели программа для численных расчетов процесса теплообмена между двигателем и многофазным флюидом с учетом теплообмена с окружающей породой, апробация модели на основе реальных данных температуры, полученных со скважин с УЭЦН, которые оборудованы системой телеметрии, а также приводятся результаты моделирования теплового режима ПЭД одного из месторождений «Л» Томской области.

Программа для численных расчетов включает несколько десятков функций и процедур для моделирования теплообмена между ПЭД и многофазным флюидом, для определения свойств водонефтегазовой смеси в кольцевом пространстве между двигателем и эксплуатационной колонной при фактических температуре, давлении, дебите, газосодержании, термохарактеристик окружающей среды и погружного оборудования и др. В данной программе для удобства реализована специальная пользовательская консоль в Excel, где можно задать все необходимые параметры.

Апробация модели происходило для работающих скважин месторождения «В», которые оборудованы системой телеметрии. Параметры трех типов скважин, использованных для апробации модели, приведены в таблице 1.

Таблица 1. Параметры типов скважин, использованных при моделировании.

Параметр	Единицы измерения	Тип 1	Тип 2	Тип 3
Обводненность	д. е.	0,93	0,93	0,94
Дебит по жидкости	м ³ /сут	320	303	640
Давление на приеме насоса	МПа	5,8	9,8	15,6
Температура флюида	°С	87	90	88
Внешний диаметр ПЭД	м	0,116	0,116	0,116
Внутренний диаметр колонны	м	0,127	0,127	0,127
Длина ПЭД	м	15,2	15,2	15,2
Теплопроводность ПЭД	Вт/(м·К)	14	14	14
Мощность ПЭД	кВт	283	180	318
КПД ПЭД	д. е.	0,8	0,87	0,85

Координата вдоль ПЭД	м	0	0	0
Температура пласта на глубине спуска ПЭД	°С	85	91	89
Глубина спуска ПЭД	м	2559	2824	2685

Сопоставление рассчитанных и измеренных с помощью ТМС значений температур показаны на рисунке 2. Как видно из таблицы, имеется расхождение между этими температурами. Один из основных источников расхождения – это неточное определение коэффициента теплопроводности двигателя, так как сложно рассчитать этот параметр для двигателя, который имеет довольно сложную конструкцию. Для того чтобы построенная модель давала более точные результаты, необходимо экспериментально измерять коэффициент теплопроводности двигателя. Также следует отметить неопределенности, которые связаны с подсчетом теплофизических свойств и критериев Прандтля, Нуссельта, Рейнольдса для трехфазной смеси. Другие источники расхождения – это влияние механических примесей, которые участвуют в процессе теплообмена, и неточное определение тепловых параметров цемента и пласта.

Далее были смоделированы и исследованы тепловые режимы скважин месторождения «Л» Томской области при различных параметрах флюида и характеристиках погружного оборудования.

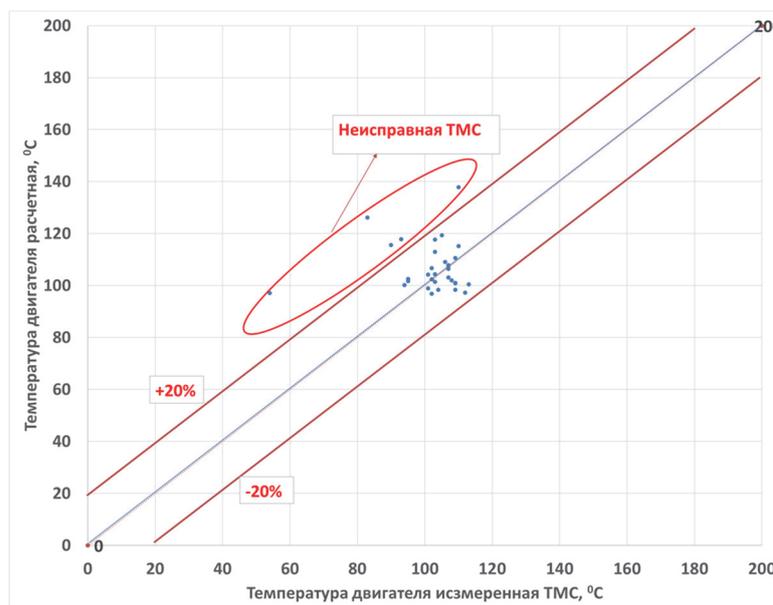


Рисунок 2 - Результат сравнения рассчитанных и измеренных с помощью ТМС значений температур

В качестве первого параметра, влияющего на охлаждение двигателя, была выбрана обводненность. На рисунке 3 показана зависимость температуры двигателя от скорости потока жидкости для разных значений обводненности в

диапазоне 10 – 90 %. На рисунке также показана максимальная рабочая температура, выше которой согласно регламенту данный двигатель не рекомендуется эксплуатировать. Как видно из рисунка 3, кроме типа и структуры потока существует значительное влияние режима течения (ламинарный или турбулентный) на формирование процесса теплообмена. При обводненности 70 % течение смеси полностью ламинарное, но при обводненности 40 % при значении скорости 0,3 м/с можно наблюдать смену режима течения от ламинарного к турбулентному. Для обводненности 10 % режим течения полностью турбулентный. Резкое падение температуры для обводненности 40 % объясняется именно сменой режима течения. Интенсивность теплообмена для ламинарного течения значительно хуже, чем для турбулентного. Поэтому, при скоростях жидкости, больших 0,3 м/с (где режим течения полностью турбулентный), температура двигателя для обводненностей 10 % и 40 % больше, чем температура для обводненности 70 %. Но из графика также очевидно, что для ламинарного течения увеличение обводненности приводит к улучшению процесса охлаждения двигателя, и как следствие, к меньшей температуре двигателя.

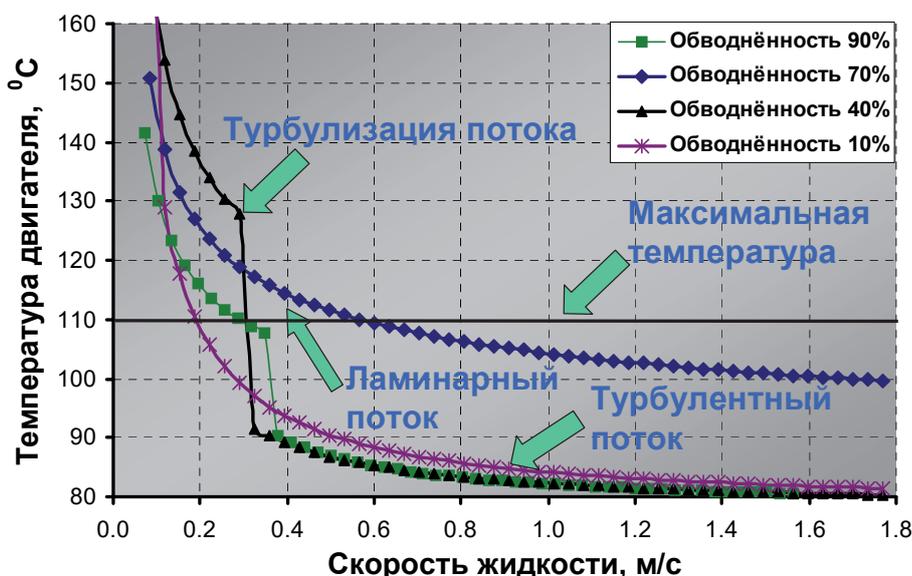


Рисунок 3 - Влияние обводненности на охлаждение ПЭД

Для обводненности 90 % тоже можно наблюдать турбулизацию потока, в результате которой происходит падение температуры двигателя.

В качестве второго параметра для исследования выступал газовый фактор (рисунок 4). Как видно из рисунка, для газовых факторов $50 \text{ м}^3/\text{м}^3$ и $100 \text{ м}^3/\text{м}^3$ процесс теплообмена менее интенсивный, чем для газового фактора $150 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Этот результат может быть объяснен тем, что свободный газ, выделившийся в результате разгазирования нефти, стимулирует теплосъем с двигателя, так как в этом случае резко повышаются скорость смеси и число Рейнольдса. Это предопределяет ранний переход к турбулентному режиму течения, и поэтому процесс охлаждения двигателя интенсифицируется. Переход к турбулентному режиму можно наблюдать из графика для газового фактора $150 \text{ м}^3/\text{м}^3$ при

скорости 0,25 м/с. При этом значении скорости температура двигателя значительно падает.

Далее исследовалось влияние температуры флюида на охлаждение двигателя. Очевидно, что повышение температуры флюида приведет к повышенной рабочей температуре двигателя. Температура пластового флюида может иметь значения, при которых двигатель не рекомендуется по регламенту эксплуатировать. Рисунок 5 демонстрирует влияние температуры флюида на температуру двигателя. Исследование проведено для трех температур флюида: 70, 80 и 90 °С. Газовый фактор был выбран равным 150 м³/м³, а обводненность – 30 %. Критическая температура, выше которой данный двигатель не рекомендуется эксплуатировать, равна 110 °С. Как видно из графика, повышение температуры обтекающего флюида вызывает повышение рабочей температуры двигателя, поэтому минимальная скорость флюида, необходимая для поддержания температуры двигателя ниже критической, тоже повышается и может отличаться от заявленной в регламенте к этому двигателю (в данном случае она равна 0,5 м/с). Поэтому в тех случаях, когда скорость жидкости больше минимальной допустимой скорости, рассчитанной с помощью данной модели, нет необходимости останавливать скважину на охлаждение ПЭД.

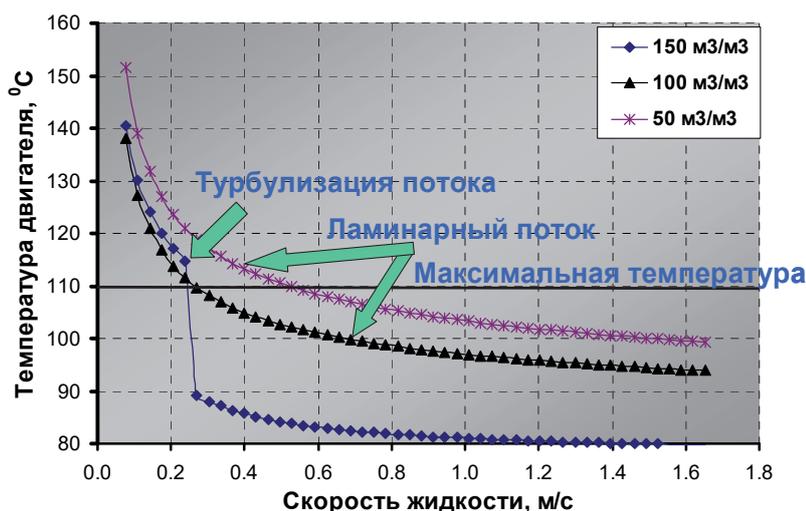


Рисунок 4 - Влияние газового фактора на охлаждение ПЭД

Исследование влияния диаметра колонны на температуру ПЭД было выполнено для двух наиболее часто используемых российскими компаниями значений: 146 мм и 168 мм. Параметры смеси были подобраны таким образом, чтобы создать два режима течения: ламинарный и турбулентный. Обратимся к рисунку 6а, где показаны получившиеся в результате расчетов зависимости температуры ПЭД от дебита жидкости для двух диаметров в случае ламинарного режима течения. Газовый фактор и обводненность были взяты равными 150 м³/м³ и 70 %, соответственно. Как и ожидалось, для диаметра 168 мм температуры двигателя значительно выше, чем температуры для диаметра 146 мм, из-за меньших скоростей смеси в кольцевом пространстве между двигателем и колонной. Кроме того, как видно из графика для диаметра 168 мм, при всех значениях дебита жидкости температура двигателя превышает

его критическую температуру, и поэтому он не может эксплуатироваться в данной области дебитов и параметров.

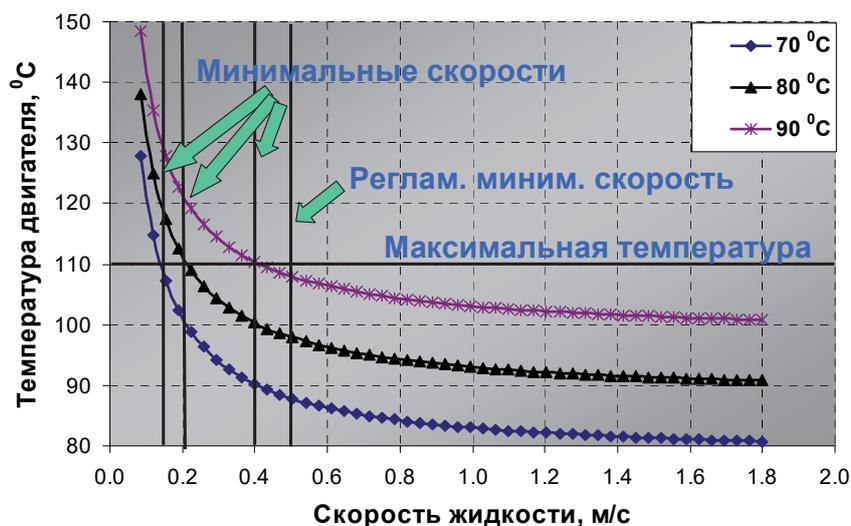


Рисунок 5 - Влияние температуры флюида на охлаждение ПЭД

На рисунке 6б показано влияние диаметра эксплуатационной колонны на температуру ПЭД в случае турбулентного режима течения. Значения газосодержания и обводненности были взяты равными $100 \text{ м}^3/\text{м}^3$ и 30 % соответственно. Как следует из графика, при турбулентном режиме течения рабочая температура двигателя слабо зависит от диаметра колонны. Такое поведение зависимости температуры двигателя от диаметра связано с тем, что при турбулентном режиме перенос теплоты внутри флюида осуществляется в основном путем перемешивания (в отличие от ламинарного, где в основном путем теплопроводности). При этом процесс перемешивания протекает настолько интенсивно, что тепло отводится эффективно для всех рассматриваемых диаметров, и температура боковой поверхности двигателя приближается к температуре обтекающего флюида по мере увеличения дебита жидкости.

Рисунок 7 демонстрирует чувствительность температуры двигателя к четырем значениям мощности: 22, 45, 100 и 140 кВт. Газовый фактор и обводненность принимались равными $100 \text{ м}^3/\text{м}^3$ и 30 %, соответственно. Как предполагалось, более мощный двигатель эксплуатируется на повышенных температурах при одних и тех же скоростях жидкости, особенно при малых скоростях, когда реализуются такие физические условия, в которых наблюдается неполный вынос капелек воды в кольцевом зазоре. Далее при более высоких значениях скорости температуры двигателей становятся ниже критической, и разница между этими температурами убывает по мере увеличения скорости потока жидкости.

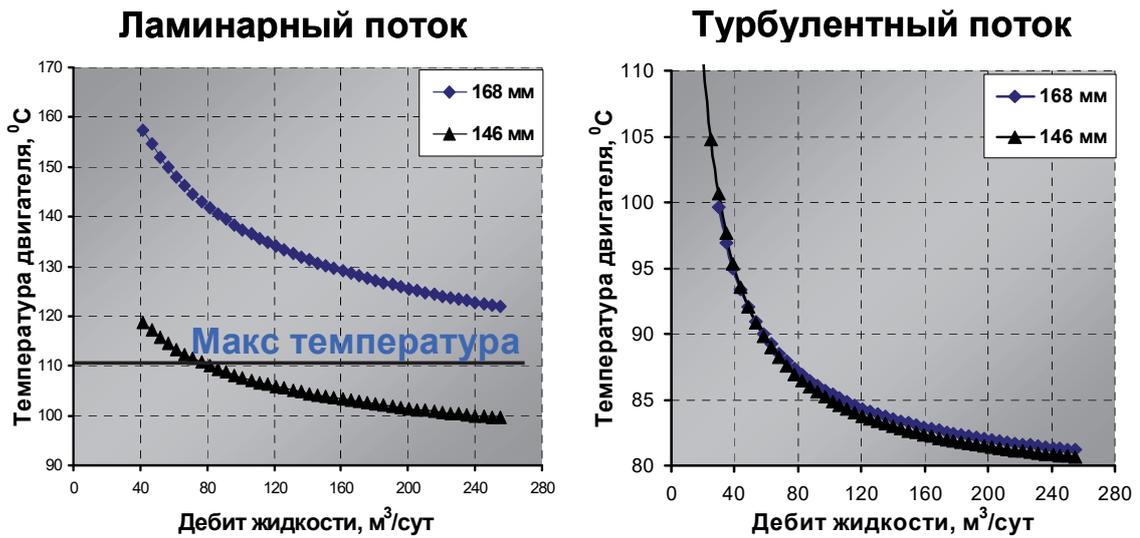


Рисунок 6 - Влияние диаметра эксплуатационной колонны на охлаждение ПЭД: а) при ламинарном режиме течения, б) при турбулентном режиме течения

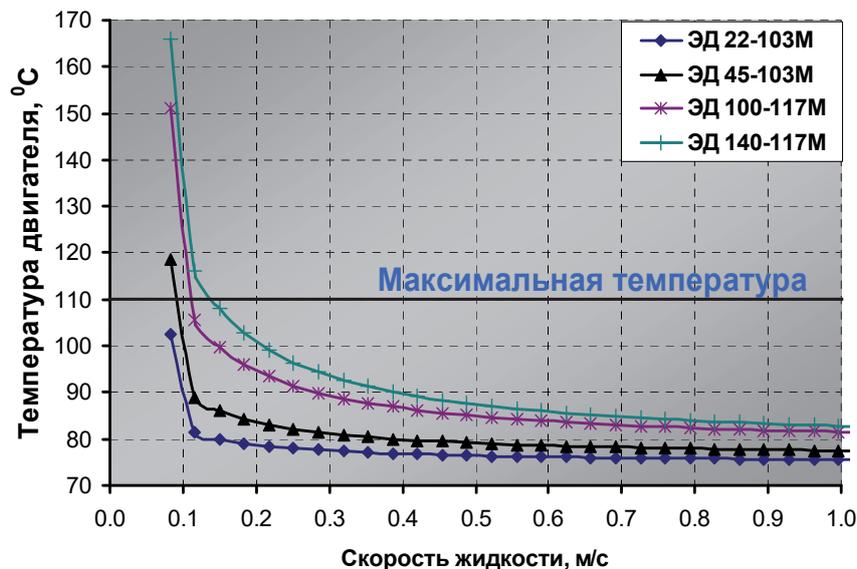


Рисунок 7 - Влияние мощности ПЭД на его охлаждение

В заключении приводится оценка экономического эффекта, который достигается за счет уменьшения длительности вывода на режим и увеличение межремонтного периода путем регулирования теплового режима ПЭД по предложенной методике.

Пятая глава посвящена теплообмену между ПЭД и пластовым флюидом в условиях выноса механической примеси. Вначале главы приводится анализ современных исследований по влиянию механической примеси на теплоперенос. Анализ показывает, что влияние механической примеси может быть существенно. Было выяснено, что сильное взаимодействие между флюидом и твердой фазой может интенсифицировать турбулентное перемешивание. При этом наблюдается улучшение теплоотдачи от стенки

суспензии, которое достигается путем уменьшения толщины вязкого пограничного слоя, внутри которого наблюдается резкое изменение температуры в отличие от ядра потока, по сечению которого температура суспензии практически постоянна. В работе [Т.А. Özbelge, Int. J. Heat Mass Transfer 44 (2001)] сформирован безразмерный параметр

$$d_p^* = \left(d_p / D_h \right) Re_m^{11/16}, \quad (10)$$

где d_p – диаметр частицы (м), D_h – гидравлический диаметр (м), $D_h = D_c - D_m$, D_c – внутренний диаметр эксплуатационной колонны (м), D_m – диаметр ПЭД (м), Re_m – число Рейнольдса для смеси, определяемое как $Re_m = D_h U_m \rho_m / \mu_m$, U_m – скорость смеси (м/с), ρ_m – средняя плотность смеси (кг/м³), определяемая как $\rho_m = \varphi \rho_p + (1 - \varphi) \rho_l$, где φ – локальное объемное содержание частиц (д. е.), ρ_p – плотность частицы (кг/м³), ρ_l – плотность жидкости (кг/м³); μ_m – средняя вязкость смеси (Па·с).

На рисунке 8 в виде точек представлены экспериментальные данные относительного увеличения коэффициента теплоотдачи $\left(\frac{h_s}{h_{sw}} - 1 \right) 100$ [Т.А. Özbelge, Int. J. Heat Mass Transfer 44 (2001)], где h_s – коэффициент теплоотдачи для потока смеси "вода– частицы полевого шпата" в кольцевом пространстве (Вт·К/м²), h_{sw} – коэффициент теплоотдачи для однофазного потока воды в кольцевом пространстве (Вт·К/м²), от безразмерного параметра d_p^* , определяемого соотношением (10), которые аппроксимированы автором функцией Лоренца для дальнейшего использования. Из рисунка 8 видно, что при определенной комбинации выше перечисленных параметров улучшение коэффициента теплоотдачи для смеси может достигать значений, превышающих значения для однофазного потока более чем в два раза. Пиковое значение коэффициента теплоотдачи наблюдается при значении $d_p^* = 4.2$, что, как оказывается, довольно универсально для различных геометрий и состава смеси.

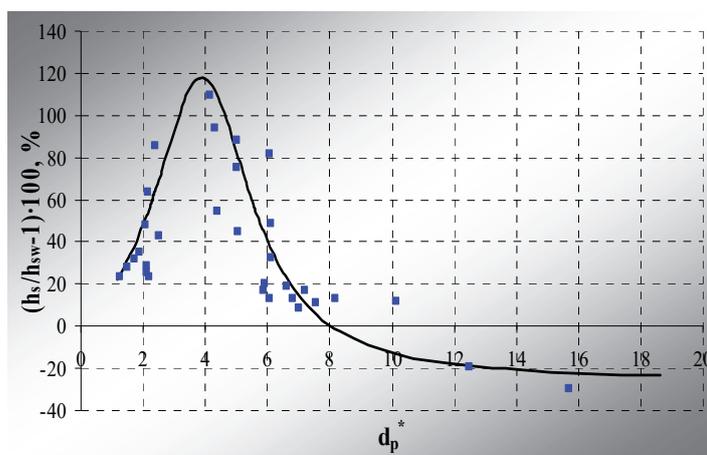


Рисунок 8 - Результат аппроксимации экспериментальных данных функцией Лоренца

Полученная функция Лоренца была использована для учета механической примеси в математической модели теплообмена между ПЭД и жидкостным потоком.

Далее на основе математической примеси было проведено исследование влияния механической примеси на температуру ПЭД. Параметры флюида и характеристики погружного оборудования использовались для скважин «Л» месторождения Томской области. В качестве механической примеси принимались частицы полевого шпата.

В качестве примера с помощью предложенной методики была рассчитана температура ПЭД в турбулентном режиме течения в зависимости от скорости жидкости для содержания частиц 1000 мг/л и среднего размера частиц 50 мкм. На рисунке 9 приведены две расчетные зависимости, одна из которых посчитана с учетом механической примеси, а другая – без учета. Из рисунка видно, что при небольших скоростях жидкости от ~ 0.3 м/с различие в температуре двигателя может быть существенным и достигать 6°C и выше. Таким образом, отсутствие учета в моделях теплообмена твердой фазы приводит заниженным значениям температуры ПЭД.

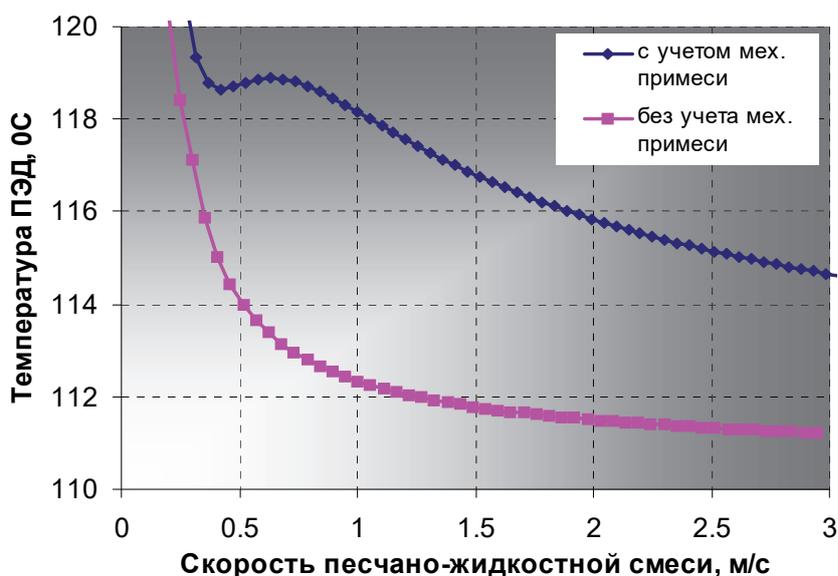


Рисунок 9 - Результат моделирования температуры ПЭД с учетом и без учета в расчетах механической примеси

Следующий рисунок 10 демонстрирует влияние взаимодействия частиц с вязким пограничным слоем. Расчеты проводились для содержания частиц 1000 мг/л и среднего размера частиц 50 мкм. Обводненность была принята на уровне 95 %. На рисунке показаны две расчетные зависимости температуры ПЭД от скорости песчано-жидкостной смеси, одна из которых была получена с учетом функции Лоренца, которая отвечает за взаимодействие частиц с пограничным слоем, а другая – без учета. Как видно из рисунка, при небольших скоростях вплоть до $\sim 0.8-0.9$ м/с взаимодействие частиц с пограничным слоем приводит к интенсификации теплообмена. Этот эффект достигается благодаря тому, что реализуются такие условия, в которых частицы твердой фазы имеют

достаточную степень свободы для взаимодействия с пограничным слоем, результатом чего является уменьшение его толщины. При этом безразмерный параметр d_p^* меняется в диапазоне от 2 до ~ 8 , т.е. эта именно та область, где наблюдается улучшение коэффициента теплоотдачи по сравнению с жидкостью, лишенной твердой примеси (см. рис. 8).

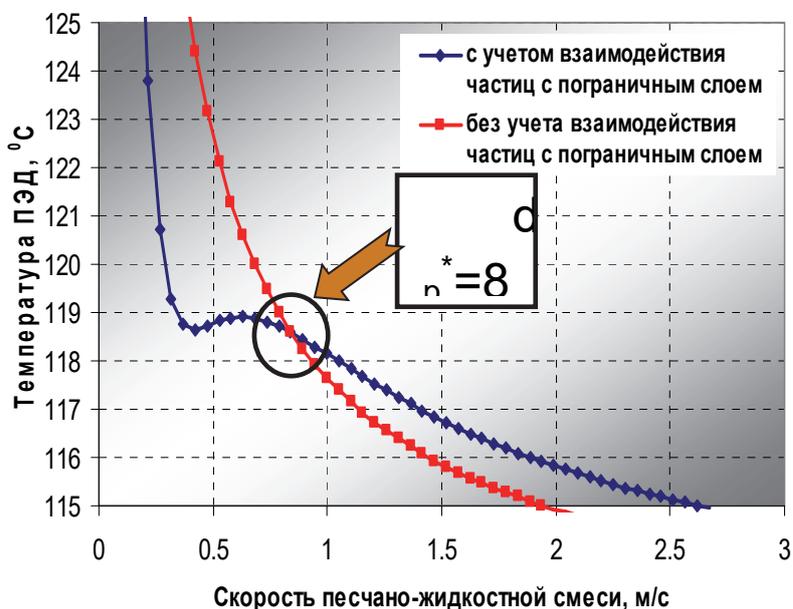


Рисунок 10 - Влияние взаимодействия частиц с вязким пограничным слоем

Как только параметр d_p^* достигает значения 8 (см. рисунок 8), происходит инверсия (рисунок 10). В этих условиях улучшение теплообмена уже не происходит, поскольку при скоростях больших ~ 0.9 м/с частицы приобретают достаточно большой импульс в продольном направлении, что приводит к тому, что частицы меньше времени проводят около пограничного слоя, а значит, наблюдается меньшее время взаимодействия их со слоем. В дополнение ко всему при продольных скоростях больших ~ 1 м/с, т.е. когда уже $d_p^* > 8$ (рисунок 8), частицы перестают увлекаться турбулентными вихрями, что подавляет радиальные пульсации скорости жидкости, а значит, и турбулентного режима. Такие гидродинамические условия негативно сказываются на процессе теплообмена, и температура ПЭД в расчетной модели с учетом взаимодействия частиц со слоем становится даже выше, чем температура в модели без учета.

Далее было проведено исследование чувствительности температуры ПЭД к среднему размеру частиц. Результаты моделирования показаны на рисунке 11. Для моделирования принимались значения содержания частиц 1000 мг/л и обводненности 95 %. Были использованы следующие средние размеры частиц: 10 мкм, 50 мкм и 100 мкм.

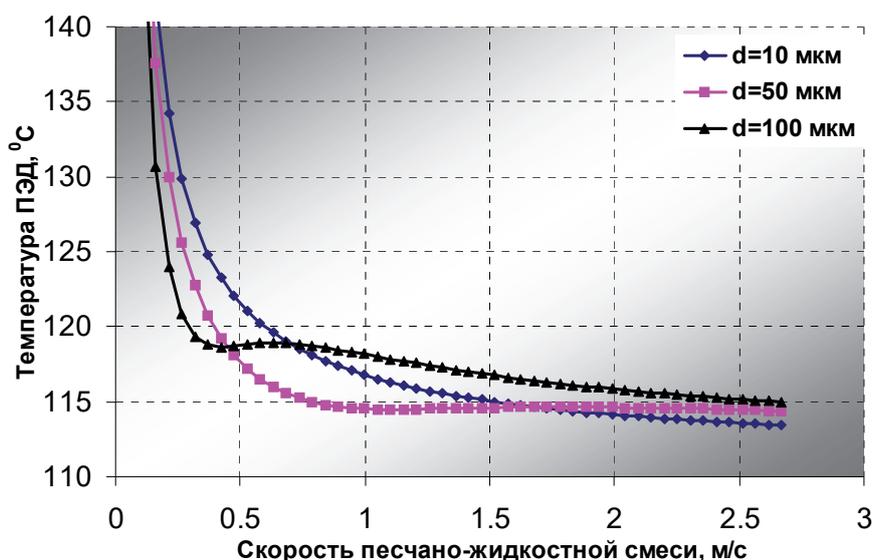


Рисунок 11 - Влияние среднего размера частиц на температуру ПЭД

Из рисунка видно, что температура ПЭД для среднего диаметра частиц 50 мкм имеет самые низкие значения при скоростях 0.3-1.5 м/с по сравнению с 10 мкм и 100 мкм. Это связано с тем, что при среднем размере частиц 50 мкм и скоростях 0.3-1.5 м/с реализуются условия, в которых безразмерный параметр d_p^* приобретает значения, лежащие в диапазоне от 2 до 6. При таких значениях d_p^* частицы очень активно разрушают вязкий пограничный слой, тем самым, интенсифицируя теплообмен. При среднем диаметре 10 мкм согласно формуле (10) такие условия, в которых $2 < d_p^* < 6$, наступают при больших значениях скоростей, начиная с ~ 1.7 м/с. Из графика видно, что со значений скоростей ~ 1.7 м/с температура ПЭД становится ниже температур, соответствующих 50 мкм и 100 мкм, и далее начинает более интенсивней падать. Для диаметра 100 мкм благоприятные условия для теплообмена ($2 < d_p^* < 6$) реализуются при меньших значениях скорости (< 0.4 м/с), в связи с этим температура ПЭД для 100 мкм при скоростях, меньших 0.4 м/с имеет самые низкие значения по сравнению с температурами для 50 мкм и 100 мкм. Далее при скоростях, больших 0.4 м/с, безразмерный параметр d_p^* становится больше 8. При этих значениях согласно рисунку 8 механическая примесь начинает ухудшать теплообмен по причине большой продольной составляющей по импульсу, благодаря чему частица имеет меньшее время взаимодействия с пограничным слоем. Такие условия неблагоприятно сказываются на теплоотводе от ПЭД.

Далее было исследовано влияние величины кольцевого зазора между ПЭД и эксплуатационной колонной на охлаждение ПЭД. Для моделирования использовались следующие входные данные: содержание частиц 1000 мг/л, обводненность 95 %, средний диаметр частицы 100 мкм. Результаты моделирования приведены на рисунке 12.

Известно, что в качестве метода интенсификации теплообмена между ПЭД и скважинной продукцией применяется так называемый кожух,

используемый для уменьшения зазора между ПЭД и эксплуатационной колонной и турбулизации потока флюида. В расчетных моделях, в которых не учитывается наличие твердой фазы, этот подход всегда приводит к улучшению теплообмена. Однако в реальности все сложнее, и интенсификация теплообмена между ПЭД и флюидом, содержащим твердую фазу, возможна только в условиях, в которых безразмерный параметр находится в диапазоне от 2 до 6 (рисунок 8). Иначе, интенсификации теплообмена либо вообще не будет, либо произойдет вовсе ухудшение теплообмена (при $d_p^* > 8$, рисунок 8).

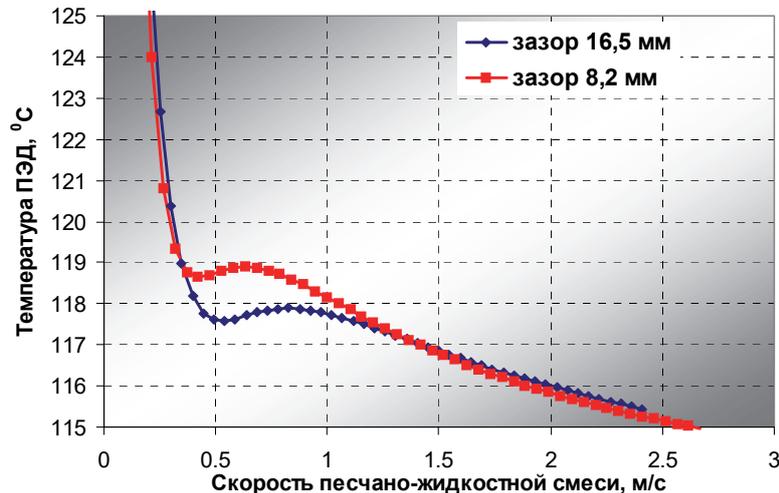


Рисунок 12 - Влияние величины кольцевого зазора между ПЭД и эксплуатационной колонной на температуру ПЭД.

На рисунке 12 показаны две зависимости температуры ПЭД от скорости песчано-жидкостной смеси при двух величинах кольцевого зазора: 16.5 мм и 8.2 мм. Величина зазора 16.5 мм соответствует расстоянию между эксплуатационной колонной 168 мм и ПЭД с типовым размером 117 мм, а величина зазора 8.2 мм – между ПЭД и кожухом. Как свидетельствует график, при скоростях от 0.4 м/с и до 1.3 м/с установка кожуха не только не приводит к улучшению теплообмена, но и даже ухудшает его. В рамках предложенной теории, это опять же связано с комбинированным влиянием среднего размера частиц, гидравлического диаметра кольцевого пространства, концентрации частиц в смеси, заключенных в безразмерном параметре d_p^* . При скоростях 0.4–1.3 м/с и величине зазора 16.5 мм параметр d_p^* находится в диапазоне 2 – 6, в котором частицы твердой фазы эффективно взаимодействуют с пограничным слоем, уменьшая его толщину и тем самым, улучшая теплообмен. После установки кожуха величина зазора уменьшается, и согласно формуле (10) параметр d_p^* попадает в область значений, больших 8 при том же диапазоне скорости 0.4 - 1.3 м/с. При этих значениях параметра d_p^* , как уже было сказано, происходит ухудшение теплообмена. Таким образом, при подборе кожуха или, если брать в общем, режима эксплуатации электроцентробежного насоса, необходимо учитывать этот факт и стремиться сохранить параметр d_p^* в диапазоне от 2 до 6, поскольку ухудшение в температуре ПЭД, как показывают расчеты, может достигать 6 °C и выше.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана стационарная математическая модель теплообмена между ПЭД и многофазной пластовой смесью, состоящей из газовой, нефтяной и водной фаз, и учитывающей различные характеристики погружного оборудования.

2. На основе математической модели разработана программа для численных расчетов и проведена апробация построенной модели на фактических данных температуры ПЭД для скважин, оборудованных системой телеметрии. Выявлены и проанализированы погрешности, возникающие при прогнозе температуры ПЭД на основе разработанной модели.

3. Проведены математические эксперименты по влиянию свойств флюида и характеристик погружного оборудования на охлаждение электродвигателя и разработана методика расчета условий оптимального теплового режима ПЭД в зависимости от обводненности, содержания газовой фазы и различных параметрах погружного оборудования при выводе скважины на режим и ее длительной эксплуатации.

4. Проанализированы и изучены современные экспериментальные данные по влиянию механической примеси на процесс теплообмена между твердой поверхностью и жидкостью и на основе них разработана математическая модель теплообмена между ПЭД и песчано-жидкостной смесью.

5. На основе математических экспериментов исследован процесс теплообмена между ПЭД и песчано-жидкостным потоком. Для скважин с выносом механической примеси показаны условия, при которых коэффициент теплоотдачи между ПЭД и песчано-жидкостной смесью может достигать значений в два раза больших значений коэффициента теплоотдачи для чисто жидкостной фазы, что благоприятно сказывается на охлаждении двигателя. Данный эффект достигается за счет разрушения вязкого пограничного слоя твердыми частицами в турбулентном потоке.

6. Разработана методика по прогнозу оптимального теплового режима ПЭД при выводе на режим и эксплуатации скважин, оборудованных УЭЦН с ПЭД, в условиях выноса механической примеси.

Основные публикации по теме диссертации

Публикации в рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

1. Язьков А.В. Моделирование процесса теплообмена между трехфазным флюидом и погружным электродвигателем / А.В. Язьков, А.Т. Росляк, В.Н. Арбузов // Нефтепромысловое дело. - 2007. - № 10. - С. 27-34.

2. Язьков А.В. Исследование влияния изменения технологических параметров на охлаждение погружного электродвигателя // Нефтяное хозяйство. - 2007. - № 11. - С. 125-128.

3. Язьков А.В. Математическая модель теплообмена между погружным электродвигателем и трехфазным флюидом / А.В. Язьков, Х.Н. Музипов, С.И. Грачев, А.Т. Росляк, В.Н. Арбузов // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. - 2008. - № 5. - С. 30-36.

4. Язьков А.В. Особенности теплообмена погружного электродвигателя с жидкостным потоком в условиях выноса механической примеси // Нефтяное хозяйство. - 2008. - № 12. - С. 84-87.

5. Язьков А.В. Анализ чувствительности температуры погружного электродвигателя при изменении технологических параметров / А.В. Язьков, Х.Н. Музипов, С.И. Грачев, А.Т. Росляк, В.Н. Арбузов // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. - 2009. - № 2. - С. 44-49.

Статьи и материалы, опубликованные в других изданиях:

6. Язьков А.В. Моделирование процесса теплообмена между трехфазным флюидом и погружным электродвигателем // Проблемы геологии и освоения недр: Сб. науч. тр. – Томск, 2007. – С. 438 - 439.

7. Язьков А.В. Исследование теплообмена между погружным электродвигателем и песчано-жидкостной смесью // Проблемы геологии и освоения недр: Сб. науч. тр. – Томск, 2008. – С. 505 - 507.

8. Язьков А.В. Влияние механической примеси на тепловой режим погружного электродвигателя / А.В. Язьков, А. Т. Росляк, В. Н. Арбузов // Современные технологии для ТЭК Западной Сибири: Сб. науч. тр. – Тюмень, 2008. – С. 172- 178.

9. Язьков А.В. Применение механистической модели лифта скважины при моделировании совместной разработки газовой шапки и оторочки высоковязкой нефти // Проблемы геологии и освоения недр: Сб. науч. тр. – Томск, 2009. – С. 496 - 498.

10. Yazkov A.V. The Potential of Smart Well Solutions for the Development of Thin Oil Rims during Gas Condensate Production in the Yamal Region of Russia / Fayzullin M.F., Nasibullin A.Z., Yazkov A.V.// Society of Petroleum Engineers - 73rd European Association of Geoscientists and Engineers Conference and Exhibition 2011. – 2011. – С. 2990-3001.

11. Yazkov A.V. Comprehensive Model of Heat Transfer between ESP Motor and Multiphase Fluid Included Solid Phase// ECMOR XI - 11th European Conference on the Mathematics of Oil Recovery. – 2008. – С.1.

АВТОРЕФЕРАТ

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СКВАЖИН С ЭЛЕКТРОЦЕНТРОБЕЖНЫМИ НАСОСАМИ В УСЛОВИЯХ МНОГОФАЗНОГО ФЛЮИДА ЗА СЧЕТ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА

ЯЗЬКОВ АЛЕКСЕЙ ВИКТОРОВИЧ

Подписано в печать 18.01.2018.

Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 1,0.

Печать цифровая.

Тираж 120 экз. Заказ № 003.

Отпечатано с готового набора в типографии
издательства «Вектор Бук».

625004, г. Тюмень, ул. Володарского, 45.

Тел. (3452) 55-72-17, 46-90-03.