

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт: Институт природных ресурсов
Направление подготовки: Нефтегазовое дело
Кафедра: Бурение скважин

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
«Исследование влияния температуры на скорость износа эластомера винтового забойного двигателя в присутствии различных дисперсионных сред бурового раствора»

УДК 678.074:622.24.063-533.65

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Д	Гуран Леонид Владимирович		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Хорев В. С.	к.т.н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Шарф И. В.	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Немцова О. А.			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
БС	Ковалев А. В.	к.т.н.		

Томск – 2017 г.

Аннотация

В первой части магистерской диссертации рассматривалась история создания и развития винтовых забойных двигателей на протяжении всего времени. Подробно описано предназначение, устройство и принцип работы ВЗД. В целом на сегодняшний день винтовые забойные двигатели имеют 7 классификаций, а именно:

1. Двигатели общего назначения: для бурения вертикальных скважин.
2. Секционные винтовые забойные гидравлические двигатели.
3. Двигатели для ремонта скважин и бурения дополнительных стволов.
4. Двигатели для прокладки подземных коммуникаций и специфических технологий (например, для бурения на колтубинге).
5. Двигатели для отбора керна.
6. Турбовинтовые двигатели.
7. Двигатели с разделённым потоком

ВЗД, как и все механизмы имеет свой моторесурс, на который влияют различные факторы. Эти факторы описаны во второй части, помимо этого описаны дальнейшие пути снижения их влияния и увеличение моторесурса за счет совершенствования рабочих органов.

В третьей части проведен более подробный статистический анализ причин выхода из строя ВЗД, и выявлен элемент, который выходит из строя в 49%. Этим элементом оказалась рабочая пара «ротор-статор», который является лимитирующим элементов в винтовом забойном двигателе. На длительность работы рабочей пары влияют такие причины: абразивный износ; деформация резиновой обкладки (эластомера); поперечные колебания как ротора, так и корпуса двигателя.

В четвертой части акцентируется внимание на деформации резиновой обкладки(эластомера), в различных промывочных жидкостях и наиболее опасные зоны деформации эластомера. Здесь реализуется наиболее опасный

вид изнашивания при контакте поверхностей, обусловленный скольжением, – абразивный, который характеризуется максимальной интенсивностью. Приведены графические изображения распределений напряжений в местах контакта поверхностей ротора и статора. Было показано, что контактное давление достигает максимума при соприкосновении зуба ротора со впадиной статора. В связи с этим, при изготовлении винтовых забойных двигателей необходимо упрочнение и чистовая обработка зубьев роторов, что влияет на долговечность статора и других рабочих органов ВЗД.

Далее рассмотрено влияние температуры на скорость износа эластомера. Температура является одним из основных факторов разрушения и деформации резиновой обкладки, поэтому при производстве эластомера она [температура] выступает критерием выбора оптимальной толщины обкладки. Проанализированы статоры различных конструкций и выбран более оптимальный вид эластомера, который при эксплуатации нагревается меньше всего.

В пятой (расчетной части) приведена методика проведения экспериментов, результаты исследования. Также показано оборудование, используемое при проведении экспериментов.

В экономической части проанализированы и рассчитаны все материальные затраты на лабораторные исследования.

В социальной части рассмотрены основные негативные и опасные факторы, которые сопровождают работника при работе на буровой установке.

В заключении сделаны выводы данного исследования влияния температуры на скорость износа, указаны основные направления пути совершенствования конструкции винтовых забойных двигателей.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	16
1. ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР	17
1.1. История создания винтовых забойных двигателей	17
1.2 Устройство и принцип работы винтового забойного двигателя	18
1.2.2 Принцип работы	24
1.2.3. Основные особенности ВЗД, влияющие на его технические параметры	25
1.2.4. Совершенствования рабочих органов	26
1.3. Основные неисправности винтового забойного двигателя	28
1.3.1. Проблемы винтовых забойных двигателей	28
1.4. Обзор и анализ основных причин износа эластомеров	29
1.4.1. Влияние температуры	33
2. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ	44
2.1. Экспериментальная часть	44
3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ	49
3.1 Экспериментальные исследования влияния концентрации твердой фазы в воде ...	49
3.2 Экспериментальные исследования влияния концентрации твердой фазы в глинистом растворе	53
3.3. Экспериментальные исследования влияния концентрации твердой фазы в полимер-глинистом растворе	57
3.4. Экспериментальные исследования влияния концентрации твердой фазы в масле ВМГЗ	61
4. ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ НА ИЗНОС ЭЛАСТОМЕРА ВИНТОВОГО ЗАБОЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ	66
4.1 Расчет материальных затрат НТИ	66
4.2 Расчет затрат на специальные оборудования и компоненты для проведения научных исследования и экспериментальных работ	67
4.3 Затраты по основной заработной плате	68
4.4 Затраты на единоразовые выплаты в связи со сдачей этапа	71
4.5 Отчисления в государственные внебюджетные фонды	71
4.6 Накладные расходы	72
4.7 Формирование бюджета научно-исследовательского проекта	73
5. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ ПРИ РАБОТЕ С ВИНТОВЫМИ ЗАБОЙНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ В ПРОЦЕССЕ СТРОИТЕЛЬСТВ СКВАЖИНЫ	74
5.1. Профессиональная социальная безопасность	75

5.1.1. Анализ вредных факторов.....	75
5.1.2. Климатические условия.....	75
5.1.3. Шум.....	75
5.1.4. Вибрация.....	76
5.1.5. Освещение.....	76
5.1.6. Запыленность и загазованность.....	76
5.2. Анализ опасных факторов.....	77
5.2.1. Механические травмы.....	78
5.2.2. Поражение электрическим током.....	79
5.2.3. Взрывы.....	80
5.2.4. Ожоги.....	80
5.3. Пожарная безопасность.....	80
5.4. Электробезопасность.....	83
5.4.1. Расчет молниезащиты буровой установки.....	83
5.5. Экологическая безопасность.....	84
5.6. Обоснование мероприятий по защите окружающей среды.....	86
5.7. Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	88
5.8. Мероприятия по предупреждению ГНВП при строительстве скважин.....	89
5.9. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.....	90
Заключение.....	95
Список используемой источников.....	96
Приложение.....	99

Введение

В настоящее время бурение нефтяных и газовых скважин играет большую роль для человечества, ведь при этом добываются нефть и газ добываются важнейшие энергетические ресурсы, которые на данный момент все еще оставляют за собой лидирующие позиции в энергетике.

В процессе бурения используются различные технические средства, и одним из основных таких средств является винтовой забойный двигатель(ВЗД). Однако, как и в любом другом механизме, у ВЗД присутствуют проблемы износа рабочих органов и, следовательно, снижение его моторесурса.

Актуальность данной темы обусловлена тем, что основным рабочим органом, выходящим из строя больше остальных, является рабочая пара «ротор – статор». Рабочая пара «ротор – статор» это лимитирующим элементом винтового забойного двигателя, поэтому выявление причин его износа является одной из первостепенных задач, с которой работали ВНИИБТ и его Пермский филиал Д.Ф. Балденко, Ю.В. Вадецким, М.Т. Гусманом, Ю.В. Захаровым, А.М. Кочневым, С.С. Никомаровым и другие исследователи.

Цель данной работы: исследовать скорость износа эластомера при изменении температуры бурового раствора.

Объектом исследования является процесс взаимодействия рабочей пары винтового забойного двигателя.

Предметом исследования является износ эластомера винтового забойного двигателя в присутствии различных буровых растворов.

При проведении исследования, я выявил закономерность износа эластомера при повышении как температуры образца резины ИРП-1226, так и различных промывочных жидкостей. Данный результаты помогут в дальнейшем установить прямую связь между температурой и сниженным моторесурсом винтового забойного двигателя.

1. ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР

1.1. История создания винтовых забойных двигателей

Начиная с 1940-х годов на территории СССР наряду с роторным способом бурения использовали ротора основным техническим средством многоступенчатый турбобур. Данный способ был широко распространён, что позволило достигнуть высокие показатели роста добычи нефти и газа.

Однако с ростом глубин скважин и модернизаций породоразрушающего инструмента в отечественной нефтяной промышленности с каждым годом росла тенденция отставания технико-экономических показателей бурения. Так, в 1981–1982 гг. средняя проходка за долбление в США составила 350 м, в то время как в СССР этот показатель не превышал 90 м. Перед специалистами в нашей стране встал вопрос о создании погружной техники для низкооборотного бурения.

На сегодняшний день различают 7 классификаций:

1. Двигатели общего назначения: для бурения вертикальных скважин.
2. Секционные винтовые забойные гидравлические двигатели.
3. Двигатели для ремонта скважин и бурения дополнительных стволов.
4. Двигатели для прокладки подземных коммуникаций и специфических технологий (например, для бурения на колтюбинге).
5. Двигатели для отбора керна.
6. Турбовинтовые двигатели.
7. Двигатели с разделённым потоком

1.2 Устройство и принцип работы винтового забойного двигателя

Винтовой забойный двигатель (сокращенно – ВЗД), он же: гидравлический забойный двигатель (сокращенно – ГЗД) – представляет собой объемный роторный гидравлический механизм преобразующий давление нагнетаемой в полость статора жидкости (буровой раствор) во вращательное движение выходного вала.

В конструкцию ВЗД входит силовая секция (иначе – рабочая пара) и шпиндельная секция. На роторе рабочей пары вырабатывается крутящий момент посредством гибкого вала (торсиона) или шарнирного соединения (кардана), который передается на вал шпиндельной секции, а впоследствии на долото ВЗД.

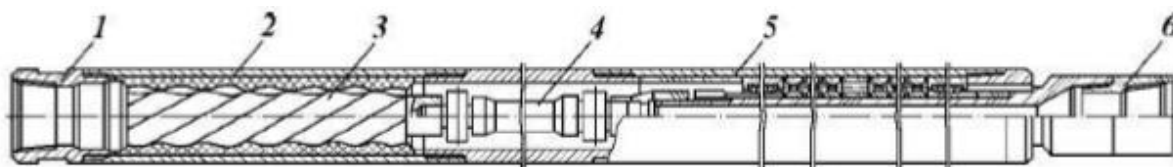


Рис. 2. Винтовой забойный двигатель типа Д:
1, 6 – переводник соединительный; 2 – статор; 3 – ротор; 4 – торсион; 5 – шпиндель

Рабочая пара (она же двигательная секция, силовая секция, секция рабочих органов, «power section», турбинная секция, винтовая пара) является основным узлом двигателя, где происходит передача гидравлической энергии потока рабочей жидкости в механическую, вырабатывая крутящий момент.

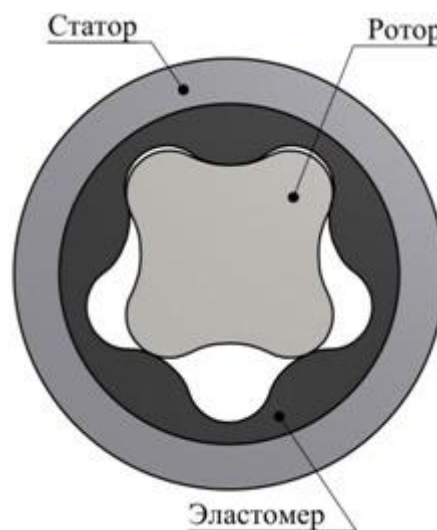


Рисунок 2. Рабочая пара

Рабочая пара – это сердце ВЗД, которое задает основные энергетические характеристики забойного двигателя, а также его моторесурс и межремонтный период (МРП).

Основными энергетическими характеристиками рабочей пары являются обороты, момент, мощность, теоретически задающиеся при помощи геометрии профиля секции: диаметра секции, координаты винтового профиля, длины активной части), числа шагов винтового зуба статора, количества зубьев пары статор-ротор. Фактические же характеристики отличаются от теоретических в несколько раз. Это результат погрешности изготовления элементов пары, ротора и статора. Ротор рабочей пары, а также пресс-форма статора – сложное изделие, чистота и точность изготовления которого, оказывают существенное влияние на рабочие характеристики двигателя.

Шпиндельная секция (шпиндель) – второй основной узел ВЗД, служащий передатчиком передающий крутящего момента и осевой нагрузки силовой секции (рабочей пары) на породоразрушающий (аварийный) инструмент, используемый при бурении или проведении аварийных работ.

По конструкционному исполнению шпиндели делятся на 2 типа:

- открытые - рабочие детали (узлы трения) смазываются и охлаждаются рабочей жидкостью;
- маслonaполненные - герметизированный шпиндель, рабочие детали (узлы трения) которого находятся в масляной ванне с избыточным давлением на 10-20 атм., превышающим давление окружающей среды.

Рисунок 3. Шпиндельная секция (шпиндель)

Изготавливаемые в России шпиндельные секции имеют открытый тип.

Состав шпинделя:

- корпус
- вал
- осевая и радиальные опоры.

Вращение ротора двигательной секции через элементы трансмиссии (карданный вал или торсион) передается на вал шпиндельной секции. Для восприятия осевых и радиальных нагрузок имеются опоры, осевые и



радиальные, которые являются расходными элементами секции ввиду быстрого износа.

Регулятор угла. Это специальный узел ВЗД, который является сложным механизмом искривления (изменения) в задающем диапазоне углов, оси перекоса ВЗД относительно КНБК. Состав регулятора представляет собой два переводника (нижний и верхний), сердечник и зубчатая муфта, армированная твердосплавными зубками в целях увеличения износостойчивости.



Рисунок 4. Регулятор угла

Переливной клапан. В состав клапана входит поршень, пружина, муфта и т.д. Имеется два положения: «закрыто» и «открыто». При спускоподъемных операциях (СПО) он стоит в положении «открыто». Связь затрубного пространства и бурильной колонны происходит через проходные каналы, обеспечивающие циркуляцию раствора и предотвращение выброса бурового раствора на ротор во время СПО.



Рисунок 5. Переливной клапан

Буровой раствор, проходящий через устье клапана создает дифференциальное давление на концевых отверстиях, которое в свою очередь создает толкающее усилие. В момент, когда давление превышает усилие пружины, статическое трение поршня клапана сброса опускаются и

пропускные клапаны закрываются, а буровой раствор направляется в двигатель.

Идет преобразование энергии давления в механическую энергию. При остановке бурового насоса, а также недостаточности значения производительности, недостаточное дифференциальное давление не превышает усилие пружины и поршень возвращается в положение «закрыто»

Компановка соединительного штока.

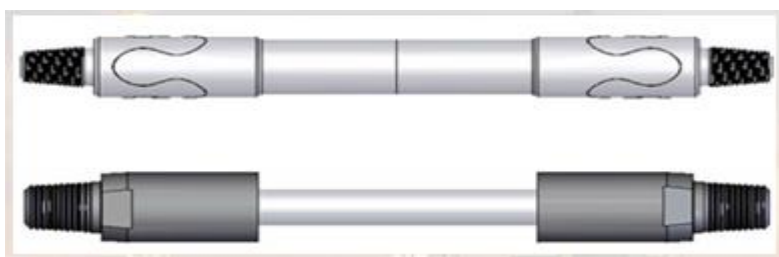


Рисунок 6. Компановка соединительного штока.

Компановка соединительного штока соединяется с нижней частью ротора и с верхней частью ведущего вала и служит для передачи вращения от двигателя к ведущему валу и долоту.

Компановка подшипников.



Рисунок 7. Компановка подшипников

Компановка подшипников выполняет множество функций:

- передача крутящего момента и скорости вращения двигателя на долото;
- восприятие осевые и радиальные нагрузки, возникающие в процессе бурения.

Структура компоновки подшипников – это несколько подшипников. Различную структуру имеет компоновка ведущего вала ГЗД.

В стандартную компоновку входят: нижний и верхний подшипники из карбида вольфрама, группа нажимных шарикоподшипников между ними, что помогает повысить приемистость к нагрузке и увеличить длительность срока эксплуатации. Сходная структура приемлема для герметичного ведущего вала.

Такая конструкция обеспечивает увеличение межремонтного срока эксплуатации двигателя за счет применения сальниковых уплотнителей, благодаря чему работа компоновки подшипников происходит в герметичных условиях, и изолирует этот узел от попадания промывочной жидкости. [8]

1.2.2 Принцип работы

Винтовой забойный двигатель (ВЗД) является объемным мотором. Принцип работы заключается в следующем: под высоким давлением буровой раствор, проходя по бурильной трубе, попадает в ВЗД где происходит преобразование гидравлической энергии в механическую. Далее в движение приходит ротор, который заставляет вращаться главный вал и долото, и происходит бурение.

Ротор вращается по часовой стрелке, а геометрическая ось ротора, относительно оси статора, - против часовой. [10]

Пара «статор-ротор» будет выполнять свои функции, если будут выполняться необходимые и достаточные условия:

1. Разница числа зубьев статора Z_2 и числа зубьев ротора должна Z_1 должна быть единица:

$$Z_2 = Z_1 + 1 \quad (1)$$

2. Отношение длины шагов резьбы на винтовых поверхностях наружного элемента (статора) T и внутреннего элемента (ротора) t должно быть пропорционально отношению числа зубьев:

$$\frac{T}{t} = \frac{z_1}{z_2} \quad (2)$$

3. Длина рабочих органов L должна быть не менее длины шага резьбы на винтовой поверхности наружного элемента (статора).

4. Взаимогибаемость и нахождение в непрерывном контакте профилей зубьев статора и ротора при любом зацеплении. Этому условию в полной мере отвечают циклоидальные кривые (гипо- и эпициклоиды), положенные в основу образования профилей поперечного сечения винтовых двигателей рабочих органов [10].

1.2.3 Основные особенности ВЗД, влияющие на его технические параметры

- Скорость потока жидкости должна соответствовать типу используемого двигателя и его технических параметров рабочей пары. Чем больше лопастей на роторе и витков на статоре, тем больше поток жидкости, но при этом повышается и износ за счёт увеличения сил трения. Поэтому для конкретных условий бурения нужно варьировать эти параметры для достижения нужного результата.
- Во время отсутствия нагрузки на забойную часть в ней происходит падение давления: когда ротор находится в подвешенном состоянии нужно затратить огромную энергию на приведение его в движение. При этом потеря давления будет пропорциональна скорости потока рабочей жидкости. Обычно она составляет примерно 7 атм.

- При нагрузке на винтовой забойный двигатель в момент начала забоя происходит падение давления в системе, но со временем восстанавливается по мере раскручивания ротора.
- Для двигателя существует предельное давление, которое возникает при бурении в рабочем узле. При необходимости увеличении усилия на долото требуется увеличить давление в системе, что приводит к деформации эластомера и потере крутящего момента. В результате полезной работы не производится, а рабочая жидкость просто протекает через двигатель.
- Чем больше площадь поперечного сечения долота, тем меньше потери рабочего давления. При уменьшении размеров долота происходит быстрый износ подшипников, так как потока жидкости не хватает, чтобы их охладить.
- Использование насадок на сопло ротора позволяет изменять поток жидкости через ВЗБ и, таким образом, учитывать особенности бурения конкретного вида горных пород при минимальном износе деталей и узлов.

1.2.3 Совершенствования рабочих органов.

На каждом этапе строительства двигателей акцентировалось внимание на совершенствовании рабочих органов (РО). ООО «ВНИИБТ – Буровой инструмент», а также ряд других предприятий произвели техническое перевооружение, что позволило сделать прорыв созданию важнейшего узла. Современные инновационные проекты по совершенствованию РО направлены на:

1. *Увеличение длины рабочих органов* приводит к снижению уровня контактных нагрузок в зацеплении и интенсивности их износа, что приводит к предотвращению разрушения резиновых зубьев, вследствие высоких деформаций и разогрева резины.

2. *Уменьшение массы ротора.* Чаще всего роторы обладают большой массой, что в сочетании с высокой частотой переносного вращения приводит к возникновению увеличенной центробежной силы и появлению интенсивных поперечных вибраций, которые неблагоприятно влияют на моторесурс статора и других узлов двигателя.

3. *Статоры с равномерной толщиной эластичной обкладки.* Современные двигатели оснащают статорами с равномерной толщиной эластичной обкладки (профилированными или армированными статорами), благодаря чему, ВЗД становится классической объемной машиной гидравлической машиной, развиваемый крутящий момент которой почти не зависит от расхода жидкости, а частота вращения – от развиваемого момента.

4. Выбор эластомера для обкладки статоров. В течении многих лет статоры ВЗД изготавливали из резины ИРП – 1226. При освоении заливки длинномерных статоров из резины ИРП – 1226, которая производилась на Чайковском заводе резинотехнических деталей и Соликамском заводе «Урал», выяснилось, что она не может быть использована на машине «Desma» вследствие высокой вязкости и малого времени вулканизации. Сейчас же заводы используют немецкую резину «Крайбург», однако не прекращается поиск отечественных резин способных заменить импортируемый товар. Наиболее близкая к импортной резине это ИРП1226АК, разработанная ООО «Югспецполимеры» (г. Волгоград)[7]

1.3. Основные неисправности винтового забойного двигателя

1.3.1 Проблемы винтовых забойных двигателей.

Сегодня еще существует целый ряд нерешенных проблем, связанных с недостаточными энергетическими характеристиками и преждевременными отказами ВЗД.

Сравнительный статистический анализ причин выхода из строя винтовых забойных двигателей, проведенный на предприятии ООО «Кубаньбургаз» в период с 1998 по 2003 год, показал, что 49 % случаев потери работоспособности связано с износом рабочих органов (рис. 8).

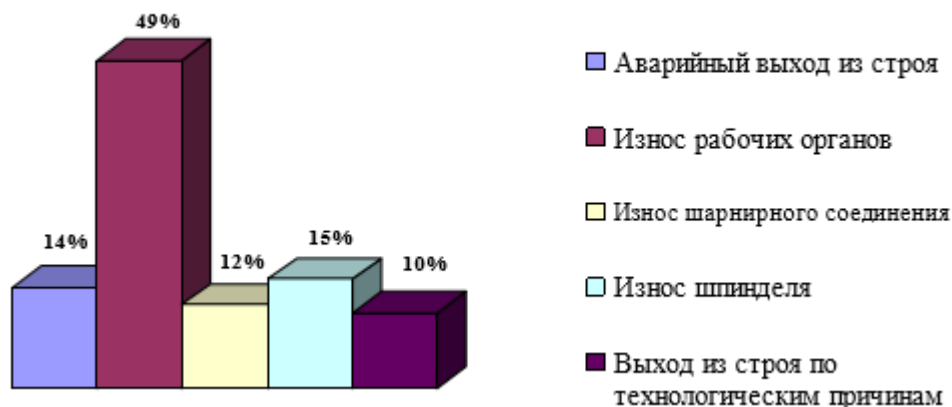


Рисунок 8. Износ рабочих органов

Причинами недостаточно высокого моторесурса ВЗД являются: абразивный износ рабочих органов, ограниченный температурный диапазон работы эластомера статора; деформация его эластичной обкладки.

1.4. Обзор и анализ основных причин износа эластомеров

В процессе эксплуатации рабочие органы ВЗД подвергаются различным видам изнашивания: усталостному, фрикционному, гидроабразивному по закрепленному и незакрепленному абразиву, а также эрозионному и коррозионно-механическому при воздействии повышенных давлений и температур



Рисунок 9. Износ эластомера при воздействии повышенных давлений и температур

Анализ изношенных поверхностей эластичных элементов статоров ВЗД, вышедших из строя в ООО «Кубаньбургаз», показывает, что износ профиля выступов резинового элемента статора различен в зависимости от условий контактного взаимодействия в каждый момент цикла нагружения и определяется величиной касательных напряжений. В зоне максимальных касательных напряжений наблюдается наибольший износ, изменяющий профиль зубьев и снижающий натяг в рабочих органах ВЗД (рис. 10).

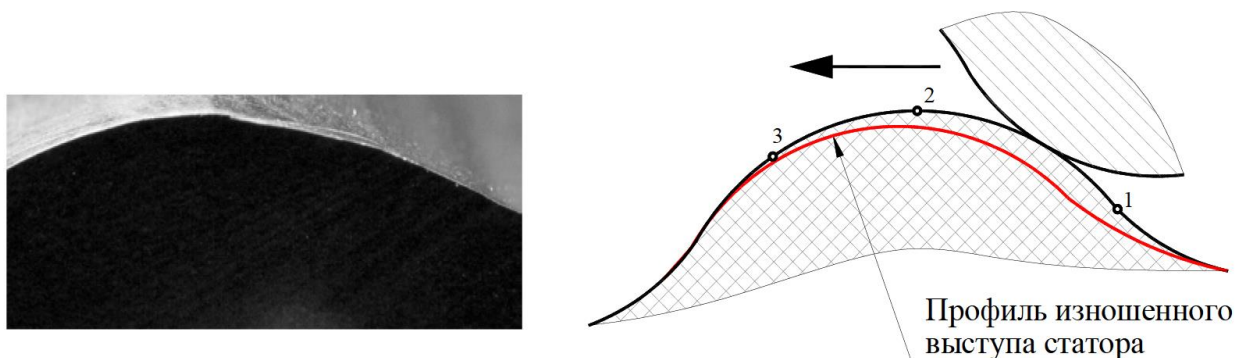


Рисунок 10. Профиль изношенного зуба.

Во время цикла взаимодействия в паре трения «ротор – статор» ВЗД, при режиме контакта поверхностей, обусловленного скольжением, реализуется

наиболее опасный вид изнашивания – абразивный, характеризующийся максимальной интенсивностью.

На рис.11 (а ,б) графически изображены распределения напряжений в местах контакта по внутренней поверхности статора. Как видно из этого рисунка, максимальное контактное давление приходится на место контакта впадины статора с зубом ротора.

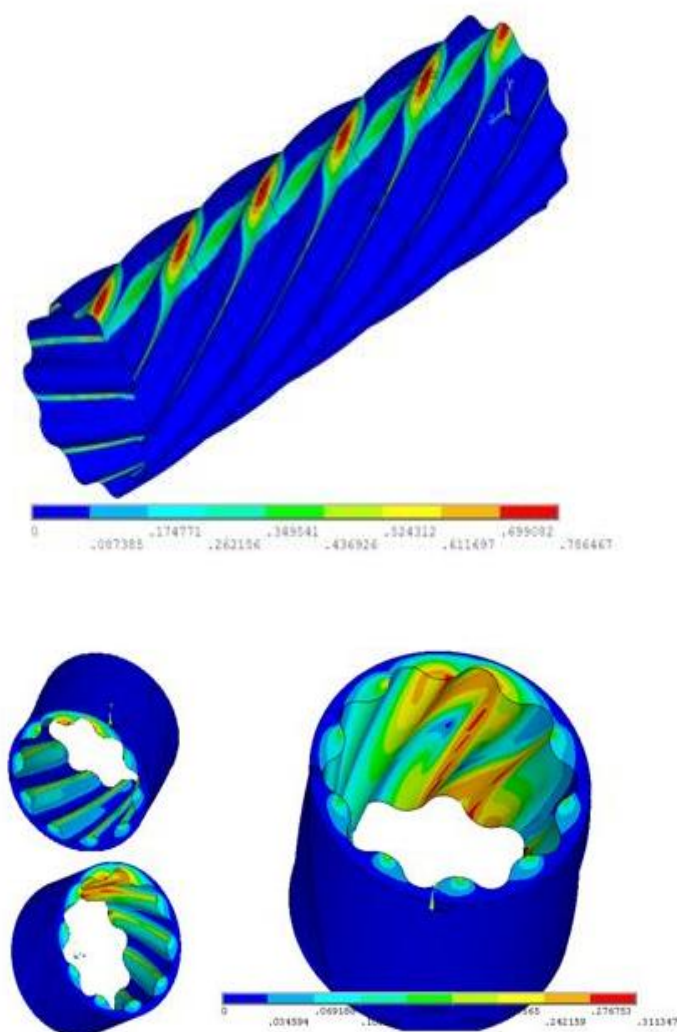


Рисунок 11. Распределение напряжений в местах контакта ротора(а) и статора(б)

Таблица 1. Значения относительной скорости изнашивания пары трения «резина – металл» в различных средах

№	Промывочная жидкость	Значения относительной скорости изнашивания при удельной нагрузке $P_{уд}$, Н/см ²							
		30		40		50		55	
		№1	№2	№1	№2	№1	№2	№1	№2
1	Вода	0,0176	0,022	0,021	0,026	0,024	0,031	0,027	0,033
2	БРР№1	0,007	0,013	0,008	0,015	0,009	0,017	0,010	0,020
3	БРР№1+1%СМ1	0,003	0,003	0,004	0,005	0,009	0,012	0,012	0,018
4	БРР№1+1%БКР7	0,0037	0,0037	0,0074	0,0083	0,0124	0,0166	0,0244	0,025
5	БРР№1+1%ФК2000	0,0055	0,0064	0,0112	0,0129	0,0223	0,025	0,0324	0,0351
6	БРР№1+1%экслюб	0,0074	0,0046	0,0148	0,0101	0,0277	0,0203	0,0370	0,0296
7	БРР№1+1%лублил	0,0120	0,0102	0,0194	0,0176	0,0333	0,0296	0,0416	0,0379

Анализ показал, что точность формообразования зубчатых поверхностей, как при изготовлении, так и при восстановлении, статора и ротора оказывает большое влияние на долговечность героторных механизмов и показатели энергетических характеристик ВЗД. При изготовлении статора возникают отклонения профиля и высоты зубьев, отклонения от цилиндричности канала зубчатой резиновой обкладки статора (конусность, корсетность, бочкообразность), отклонения осевого шага зубьев и т.д. Эти отклонения зависят от марки используемой резины, величины ее усадки, точности изготовления сердечника пресс-формы статора и корпуса статора.

Как указывалось, выше, от величины натяга в зацеплении зависит долговечность и показатели энергетических характеристик. Для получения высоких энергетических характеристик винтовых забойных двигателей и

винтовых насосов и наибольшей долговечности героторных механизмов необходимо не только назначить оптимальный натяг в зацеплении, но и обеспечить минимальное отклонение от величины этого натяга.

1.4.1 Влияние температуры

При повышенных температурах резина, используемая для формирования обкладки статоров винтовых забойных двигателей (далее ВЗД), изменяет свои физико-механические и упругоэластичные свойства, а при нагреве до температуры 180 °С термически разрушается. С повышением температуры и уровня циклически действующих напряжений динамическая долговечность резинотехнических изделий понижается [1]. Так как каждый зуб статора с определенной периодичностью, зависящей от частоты вращения ротора и кинематического соотношения рабочих органов, испытывает одинаковые деформации резиновой обкладки, в расчете рассмотрен один зуб статора.

При определении методом конечных элементов распределения температурных полей в резиновой обкладке для модели статора применены граничные условия, при которых происходит наиболее эффективное охлаждение резины — температура жидкости внутри и снаружи статора принимается равной 20 °С.

Рассмотрена стационарная задача конвективного теплообмена.

Резина является вязкопластичным материалом, часть механической энергии деформации преобразуется в тепловую. Генерация тепла в эластомере под действием внешних нагрузок определена в [5].

При расчете выделяемого тепла используются значения деформации эластомера, определенные в прочностных расчетах, как от действия перепада давления жидкости в рабочих камерах [2], так и от действия крутящего момента ротора. Предполагается, что при полном обороте ротора отдельный

зуб статора под действием перепада давления жидкости в рабочих камерах при контакте вершина зуба ротора — вершина зуба статора испытывает деформации от отгиба лишь один раз, в остальных случаях зуб статора испытывает деформации от диаметрального натяга, а деформации резины от воздействия момента ротора зуб статора испытывает при контакте с каждым зубом ротора при работе героторного механизма.

По результатам тепловых расчетов определено распределение температурных полей в статорах стандартной и новой конструкции, которое показано на рис. 14.

В статорах стандартной конструкции область высоких температур занимает практически всю сердцевину цельнорезинового зуба, как показано на рис. 1, а и в. Поэтому уменьшение объема резины, используемой в новой конструкции статора, обеспечивает достаточный отвод тепла от разогревающейся в процессе работы ВЗД обкладки.

Эффективность данного метода подтверждается сниженной в 2 раза температурой разогрева обкладки статора при работе ВЗД на режиме максимального КПД.

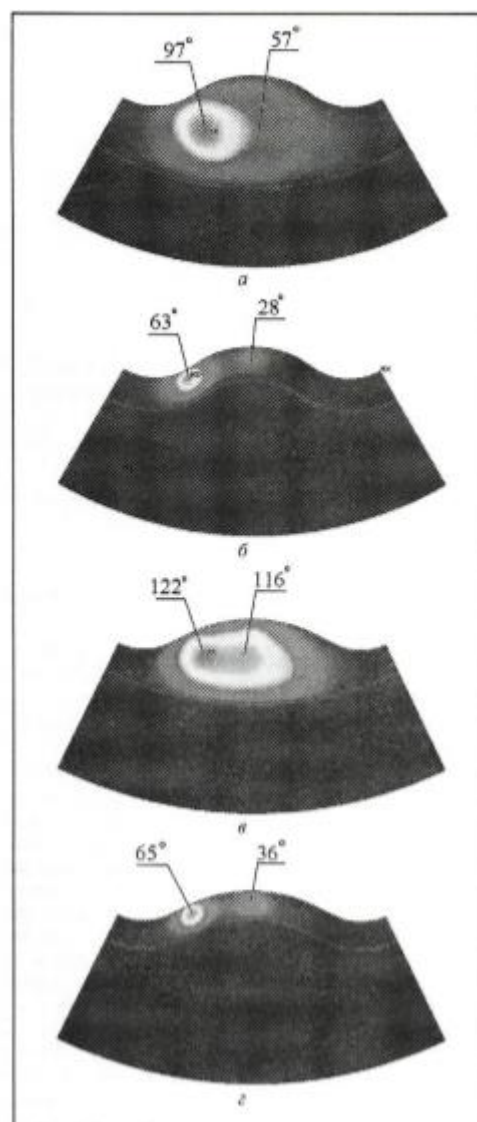


Рисунок 14. Распределение температуры полей в статоре в различных статорах

Расчетами напряженно-деформированного состояния обкладки статора стандартной конструкции получено, что максимальные значения деформации резины возникают от воздействия крутящего момента ротора и превышают значения деформации резины от действия перепада давления на 30...70 % (рис. 15). Деформации резины от действия крутящего момента ротора выражены локально в области контакта с ротором и расположены на боковине зуба на внутренней поверхности обкладки статора. Деформации резины от действия перепада давления возникают на обширной зоне в сердцевине резинового зуба стандартного статора.

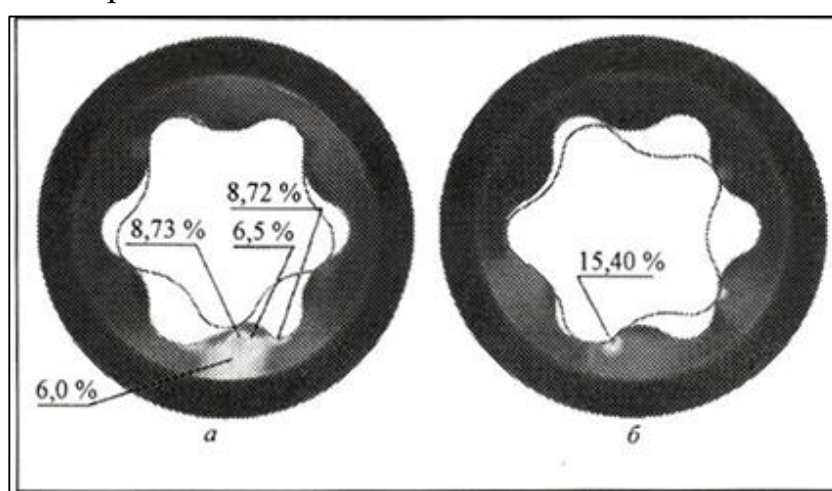


Рисунок 15. Распределение полей деформации резиновой обкладки статора диаметром 95 при работе ВЗД на режиме максимального КПД:

а-от воздействия перепада давления промывочной жидкости

б-от воздействия крутящего момента ротора.

Термическое разрушение резиновой обкладки статора стандартной конструкции происходит из-за плохого отвода тепла от центра резинового зуба, так как зарождение трещины происходит именно там, а не в зоне действия максимальных деформации от контакта с ротором (см. рис. 2, б), где обкладка охлаждается потоком промывочной жидкости. Дальнейшее развитие трещины в обкладке происходит от зоны действия высоких температур по направлению к зоне действия максимальных деформации от

воздействия ротора, т. е. разрушение идет по пути наименьшего сопротивления материала.

Сопоставляя результаты расчетов с практическими наблюдениями, можно предположить, что усталостные трещины в резиновой обкладке статора, отмеченные на рис. 16, являются результатом термического разрушения эластомера, изначально возникшего в сердцевине зуба. Таким образом, при проектировании новых конструкций статоров ВЗД нельзя оставлять в стороне вопрос об охлаждении резиновой обкладки.

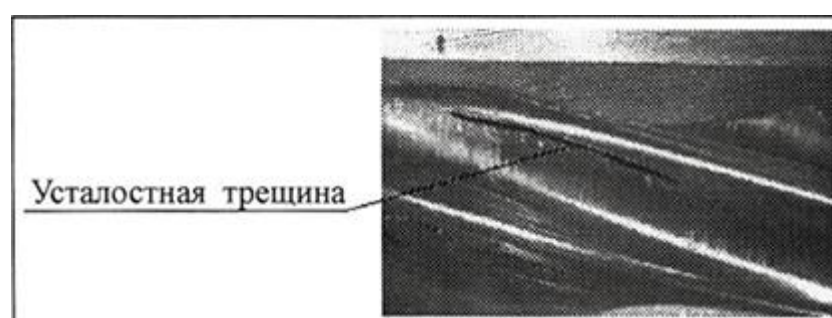


Рисунок 16. Продольный разрез статора стандартной конструкции

Одним из преимуществ статора с равномерной толщиной резиновой обкладки является возможность использования ВЗД при бурении скважин с повышенными температурами на забое. Производители ВЗД не рекомендуют использовать статоры стандартной конструкции при бурении скважин с температурами на забое выше 110 °С. За счет лучшего охлаждения резиновой обкладки статор новой конструкции позволяет расширить область применения ВЗД.

Произведен расчет на определение температуры разогрева резиновой обкладки статоров стандартной и новой конструкций с условиями охлаждения обкладки промывочной жидкостью внутри статора с температурой 95 °С и снаружи с температурой 110 °С. Для расчета выбран статор диаметром 95 мм, так как из разработанных конструкций он имеет минимальную толщину резиновой обкладки. Такой выбор связан с тем, что разогрев металлического

остова от забойной температуры наиболее сильно влияет на нагрев тонкой обкладки. Результаты расчета приведены в таблице 2.

Таблица 2. Значения разогрева резины обкладки при разных конструкциях

Температура, °С	Статор стандартной конструкции	Статор новой конструкции
Жидкость внутри статора	95	
Жидкость снаружи статора	110	
Разогрев резины обкладки	178	143

Правомерно сделать вывод о том, что новая конструкция статора с равномерной толщиной резиновой обеспечивает лучший отвод тепла от резиновой обкладки по сравнению со стандартной конструкцией статоров. Новая конструкция статора дает ВЗД преимущества:

1. За счет меньшего объема резины и меньшего нагрева обкладки в зонах повышенной деформации и, следовательно, меньшего температурного расширения резины не искажается геометрия обкладки статора

2. За счет значительно меньшего нагрева обкладки в зонах повышенной деформации резины:

— увеличивается долговечность статора ВЗД и снижается вероятность термического разрушения эластомера;

— сохраняются физико-механические и упругоэластичные свойства резины, влияющие на энергетические характеристики ВЗД во время длительной работы на нагруженных режимах;

— расширяются области возможного применения ВЗД: производителем ВЗД ограничено применение статора стандартной конструкции температурой

на забое до 110 °С, а применение нового статора возможно до температуры на забое 145 °С.[9]

Температура разогрева резины является одним из критериев выбора оптимальной толщины обкладки статора новой конструкции.

Установлено, что с уменьшением толщины резиновой обкладки в области выступа зуба увеличивается его жесткость с одновременным перераспределением полей напряжений и деформации резины в обкладке.

Во-первых, винтовые зубья статора новой конструкции имеют повышенную жесткость. По результатам моделирования работы ВЗД оказалось, что величина перемещений точек профиля обкладки нового статора под действием перепада давления в рабочих камерах снижается почти втрое по сравнению со статором стандартной конструкции.

Во-вторых, поскольку степень отгибания зуба статора определяет величину контактного давления в точках уплотнения камер высокого давления, при большем перемещении точек профиля резиновой обкладки уменьшается контактное давление. При этом весьма важно, что резиновая обкладка статора новой конструкции имеет втрое увеличенное контактное давление при работе ВЗД на режиме максимального КПД, чем обеспечивается лучшее уплотнение рабочих камер высокого давления.

Кроме того, необходимо учесть, что деформации резиновой обкладки высоких значений (рис.17) циклически действуют на большой площади в поперечном сечении стандартного статора и ведут к разогреву резинового зуба за счет высокого внутреннего трения и низкой теплопроводности резины, а также недостаточного охлаждения обкладки, что вызывает термическое

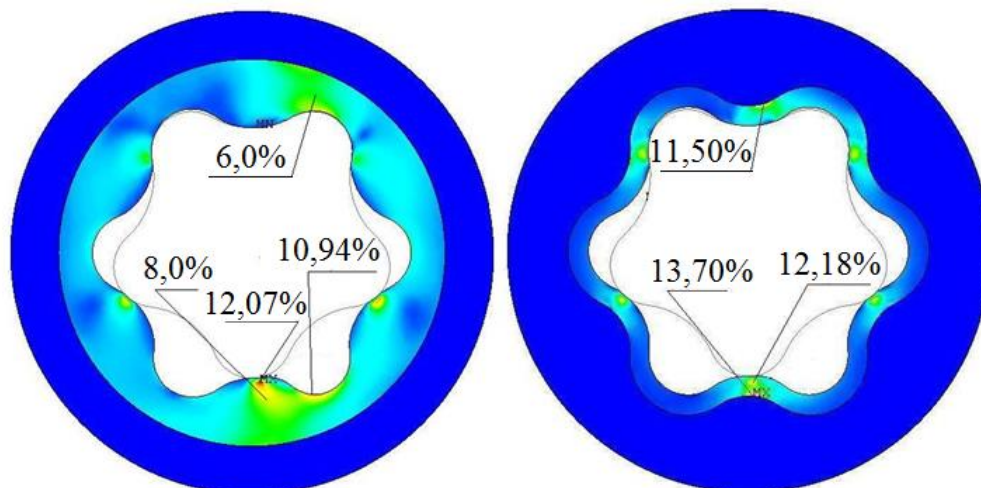


Рисунок 17. Поля деформации обкладки стандартного (а) и нового (б) статора диаметром 95 мм от воздействия перепада давления

Весьма существенно и то, что в статоре новой конструкции за счет малой толщины резиновой обкладки в пять раз снижены искажения геометрии проектного циклоидального профиля обкладки, возникающие от действия внутреннего давления жидкости и температурного расширения резины. При этом обеспечивается постоянство энергетических характеристик ВЗД независимо от глубины бурения и температуры на забое.

Сравнительные теплофизические исследования статоров показали, что при условии охлаждения промывочной жидкостью температурой 20°C с внутренней и наружной поверхности во время работы на режиме максимального КПД статор новой конструкции снижает температуру разогрева резиновой обкладки в 1,5-2 раза - от 97°C до 63°C для статора диаметром 95 мм, и от 122°C до 65°C для статора диаметром 195 мм.

Установлено далее, что при работе ВЗД в скважине с температурой на забое 110°C (максимально допустимой производителем), температура разогрева обкладки нового статора диаметром 95 мм составляет всего 143°C в то время, как температура разогрева обкладки стандартного статора достигает 178°C.

2. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

2.1 Экспериментальная часть

Одним из условий использования современного породоразрушающего инструмента является применение мощных и надежных забойных двигателей, которые могут обеспечить частоту вращения вала в диапазоне 100-400 об/мин. Этому условию отвечает многозаходный винтовой забойный двигатель (ВЗД), который в настоящее время занял одну из лидирующих позиций в строительстве нефтяных и газовых скважин, а также при их капитальном ремонте. В различных регионах России ВЗД обеспечивают от 50 до 75% объемов бурения.

Но, не смотря на все преимущества, у конструкции ВЗД есть проблемные области, которые ограничивают широту его применения. Одним из них является – малая реальная наработка двигателя, которая составляет до 250 часов относительно расчетной в 400-500 часов. Это происходит вследствие разрушения резиновой обкладки статора, которое провоцирует снижение энергетических характеристик двигателя и нередко его полный выход из строя. Таким образом, увеличивается объем спускоподъемных операций, а, следовательно, себестоимость метра строительства скважины.

Повышение эффективности и долговечности ВЗД с момента их создания и массового внедрения в буровой отрасли рассматривается в работах по следующим направлениям: оптимизация геометрии рабочих органов; применение новых материалов и покрытий для статора и ротора; изменение конструкции статора; разработка прогрессивных технологий изготовления. Но на наш взгляд работа над изменением характеристик и параметров рабочих органов двигателя является не единственным актуальным направлением исследований. Это обусловлено тем, что причиной ускоренного износа эластомера может быть не только результат механического взаимодействия пары «статор-ротор», но и среда бурового раствора, который приводит ВЗД в

движение. Известно, что максимально интенсивное изнашивание двигателя происходит в таких случаях, когда в качестве рабочего агента для ВЗД применяется плохо очищенный (с содержанием песка и других абразивов более 1% [18]) или утяжеленный буровой раствор, а также при перекачивании флюида с высоким содержанием абразива.

Учитывая, что современные очистительные системы, используемые на буровых, не способны очистить буровой раствор от абразивных твердых частиц до концентрации менее 3%, вопрос изучения процесса разрушения эластомера ВЗД в присутствии твердой фазы бурового раствора становится особенно актуальным.

Целью настоящей работы поставлена задача определить влияние температуры на скорость износа эластомера винтового забойного двигателя в присутствии различных дисперсионных сред бурового раствора.

В качестве объекта исследования рассматривается: взаимодействие ротора с эластомером (резиновой обкладкой) статора ВЗД в присутствии различных типов буровых растворов при различной температуре образца резины и раствора. Предметом исследования выбрана резина ИРП-1226, из которой изготавливаются обкладки статора ВЗД.

Резина ИРП-1226 представляет собой маслостойкую резиновую смесь повышенной износостойкости, с температурным интервалом работоспособности от - 20 до + 100 0С. Ее условная прочность составляет 9,8 МПа, относительное удлинение при разрыве 125%, твердость 65-95 ед. Шор А.

2.1.2 Лабораторный стенд для исследования процессов износа эластомера

Экспериментальный стенд разработан на базе вертикального сверлильного станка. Для этого изготовлен дополнительный модуль нагружения образцов резины, который представляет собой металлический стакан со съемной нижней крышкой, позволяющей размещать и жестко закреплять образцы резины в стакане (рис. 9).



Рисунок 9 – Металлический стакан-зажим образцов резины эластомера

Вторым элементом модуля нагружения выступает металлический стержень (рис. 10) с круглой плоской площадкой на одном из концов, которая выполнена размером, соответствующим внутреннему диаметру стакана с учетом зазора 1 мм, и в процессе эксперимента оказывает механическое воздействие на образец эластомера, имитирующее трение в рабочей паре.

Третьим элементом модуля нагружения выступает металлический резец (рис. 11), который, взаимодействуя с образцом резины, имитирует режущее воздействие в силовой паре ВЗД.



Рисунок 10 – Металлический стержень, передающий механическую нагрузку на образец, имитирующую трение в силовой паре



Рисунок 11 – Металлический резец, установленный в сверлильный станок.

Конструкция стакана, стержня и резца позволяет при их установке на вертикальный сверлильный станок обеспечить циклическое вращательное механическое воздействие на образец резины, которое частично имитирует взаимодействие пары «ротор-статор» ВЗД.

Образцы для экспериментов изготавливались из резины ИРП-1226 с геометрическими размерами, позволяющими производить их установку в стакан-зажим.

2.2.3 Методика проведения экспериментальных исследований

Суть эксперимента заключалась в испытании образцов резины на резание и трение в различных средах бурового раствора при различной концентрации твердой фазы. В качестве бурового раствора использовались следующие жидкости:

- Вода;
- Глинистый раствор;
- Полимер-глинистый раствор;
- Масло ВМГЗ.

Исследования проводились при температуре образца 25, 50, 75, 95 °С , а также температуре раствора 25, 50, 75, 95 °С. На каждую температуру проводилось по 3 опыта для более точного результата.

В экспериментах производилась регистрация следующих параметров: время полного разрушения образца, для того чтобы высчитать скорость разрушения образца при резании; деформация образца сразу после эксперимента и через 24 часа при опытах на трение; визуальные особенности экспериментов.

Разделы содержащие результаты исследований не подлежат публикации так, как содержат коммерческую тайну:

1. Экспериментальные исследования влияния концентрации твердой фазы в воде
2. Экспериментальные исследования влияния концентрации твердой фазы в глинистом растворе
3. Экспериментальные исследования влияния концентрации твердой фазы в полимер-глинистом растворе
4. Экспериментальные исследования влияния концентрации твердой фазы в масле ВМГЗ

Заключение

В результате исследования проанализированы основные причины износа резиновой обкладки эластомера и пути дальнейшего совершенствования рабочих органов ВЗД. Исследования показали, что скорость износа эластомера возрастает прямо пропорционально с разогретой резиновой обкладкой эластомера. Эти данные помогут в дальнейшем при производстве винтовых забойных двигателей и будут направлены на увеличение термостойкости эластомера, что приведет к увеличению моторесурса ВЗД в целом.

ПРИЛОЖЕНИЕ

The screw downhole motor is a volumetric rotary hydraulic mechanism that converts the pressure of the liquid pumped into the stator cavity (drilling mud) into the rotational motion of the output shaft.

The engine consists of a working pair: a rotor and a stator, a spindle section, connecting and transitional assemblies and parts. The rotor and the rubberized stator of multi-input PDMs are the most important engine components, since the performance and reliability of machines depend on the quality of their manufacture. Rotor PDM is a multi-screw with a cut special profile and a large pitch helical line. The stator is structurally composed of a body in the form of a metal pipe with an elastomeric cover that has been vulcanized from the inside with an internal screw surface. In the process of work, the stator lining perceives cyclically changing loads, reactive torque and radial forces, which causes higher requirements to the accuracy of calculation, design and manufacture of the stator.

But with all its advantages, the screw downhole motor has a significant drawback - fast wear of the motor section.

The study of wear and the further ways of improving the motor section, i.e. The working pair "rotor-stator" was studied by both modern domestic researchers and foreign ones, we will consider the main directions of their activity.

Chuanjun Han, Jie Zhang, Zheng Liang investigated the deformation of the rubber lining of the stator (elastomer) due to static pressure and rotor speed. Positive displacement motor (PDM) drill has become the most widely used downhole tool in oil drilling engineering and well workover since its inception in the 1950s. Its structure is shown in Fig. 1. The motor assembly consists of a stator and a rotor. The stator is a pipe lined with a vulcanized rubber bushing, usually nitrile-butadiene. The steel rotor has a hypocycloidal surface, and is driven by the high-pressure drilling

fluid [1,2]. During drilling, the deformation of bushing will directly influence the PDM performance in terms of work efficiency and drilling speed.

Because of the higher formation temperature, the friction between the rotor and the stator, and the hysteresis heat coming from the rubber bushing, the bushing's temperature will rise gradually, and then the working torque will increase too, resulting in the performance decline of the tool [3-5].

High temperature will accelerate the aging and fatigue of rubber bushing, leading to premature failure, and shorten tool life. At present, most scholars have been focusing on the rubber bushing's stress-strain law without considering the temperature and its influence on the properties of bushing. Therefore, it is necessary to research thermal-stress coupling and temperature field of rubber bushing. In this paper, the finite element method was used to establish the model of rubber bushing based on the material testing and PDM's structure. The stator temperature rise mechanism was discussed, the influence of the temperature on the stress and strain was analyzed, and effects of different parameters on the temperature field of the bushing were studied.

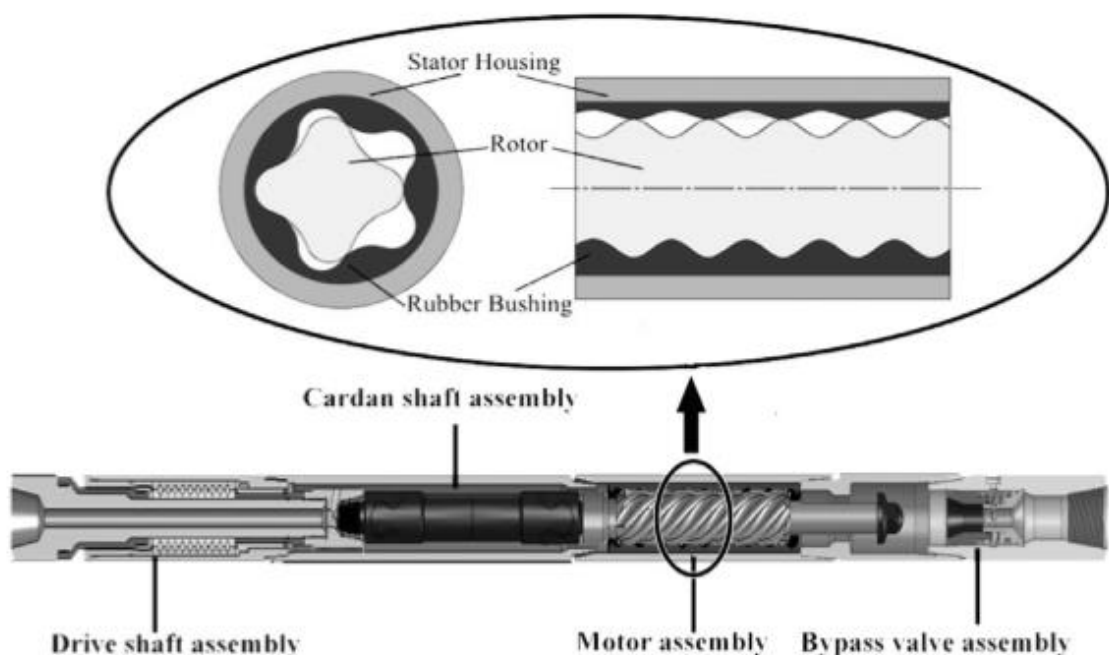


Figure 1. Structure of Positive Displacement Motor

The rubber's constitutive models and material testing

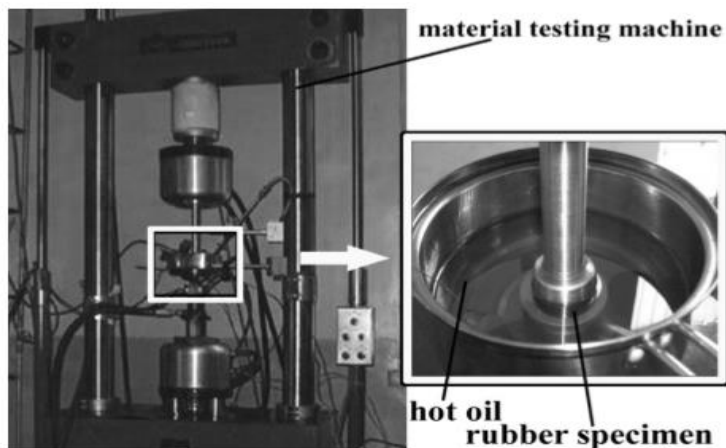
The constitutive models for rubber materials

Rubber material is similar to super elastic body which cannot be compressed, with geometric nonlinearity, material nonlinearity and contact nonlinearity. Its Poisson's ratio generally ranges from 0.49 to 0.4999.

Constitutive models of rubber generally include Neo-Hookean strain energy function, exponential-hyperbolic algorithm, Mooney-Rivlin, Klosner-Segal model and Ogden-Tschoegl model. In the strain range of 150%, Mooney—Rivlin constitutive model is of satisfactory accuracy [6], and requires only two experimentally determined parameters. Therefore, in this paper the two-parameter Mooney-Rivlin constitutive model was used to describe the mechanical properties of rubber material under large deformation.

The material experiment

Experiments were conducted to determine parameters of nitrile-butadiene rubber. The specimen tested was a cylinder with the diameter of 29 mm and height of 13 mm, in accordance with Chinese standard GB/T 7757-93. The oil bath



temperature was 65 °C, the original ambient formation temperature for drill. The experimental apparatus is shown in Fig. 2, and the obtained data are summarized in Tables 1 and 2. The values of parameters identified in these experiments are $E = 11.49 \text{ MPa}$, $C10 = 1.879$ and $C01 = 0.038$ within 10% strain, which corresponds to the actual working conditions.

Figure 2. The experimental apparatus for the testing of the bushing rubber

The main conclusions made by the researchers

Calculation model

As an example 4/5 PDM (rotor with four crests and bushing with five,(Fig. 1) is used to analyze its work process. The bushing crest's radius is 14.5 mm, the stator's outside diameter is 172 mm, and the rotor's eccentricity is 8 mm.

The thermodynamic parameters of rubber material are as follows:

Poisson's ratio (μ) is 0.499, density is 1500 kg/m³, thermal conductivity (λ) is 0.1465 W/(m °C), thermal expansion coefficient is $1e-5$, coefficient of heat exchange between the bushing and the fluid is 20 W/(m² °C), the specific heat capacity (c) is 840J/(kg °C), loss factor is 0.075.

The alloy steels material parameters of the stator housing are as follows:

Elastic modulus (E) is 206 GPa, Poisson's ratio (μ) is 0.3, density is 7800 kg/m³, thermal conductivity (k) is 49.3 W/(m °C), the specific heat capacity is 564 J/(kg °C).

Computational mesh is shown in Fig. 3. The initial working state of the bushing is a constant temperature field, and the temperature is equal to that of the well bottom. When the PDM works stably, the stator outer wall's temperature is 65 °C, and the mud's temperature is 60 °C. There is heat convection between the bushing's inside wall and the mud because of the temperature difference, and the

heat convection accords with the basic law which can be calculated by classical formulas.

Table 1 .The compression modulus and elasticity modulus 65 °C (MPa).

Number of specimen	Compression modulus E_c	Elasticity modulus E_0	
		10% Strain	20% Strain
1	10.51	9.46	8.41
2	13.48	12.13	10.78
3	12.92	11.62	10.33
4	13.21	11.89	10.57
5	13.72	12.35	10.97
Average	12.77	11.49	10.21

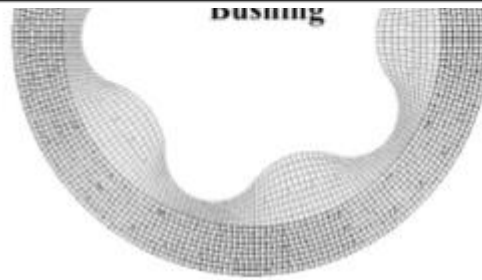


Figure 3. Computational mesh of the FEA model of the bushing.

At the rotor speed of 2 Hz, the formation's temperature of 65 °C and the down-hole drilling pressure of 50 MPa, the rubber bushing heat stress and displacement distribution are as shown in Fig. 4. The maximum thermal stress (400 kPa) is at the arc bottom, while the minimum stress (102 kPa) is on the top. Therefore, under the influence of thermal stress and the friction with the rotor, the bushing's arc bottom is prone to tear from the stator housing. Fig. 4 also shows that the maximum deformation occurs at the top of the bushing, and the deformation of arc bottom is very small. Because of the larger thickness of rubber in the last part, the alternating large deformations generate relatively significant hysteresis heat in rubber.

After coupling the hysteresis heat with the mechanical stress calculation, the stress and displacement curves of bushing inner wall are as shown in Fig.5. With the addition of the hysteresis heat and formation temperature, bushing's stress and displacement are smaller than the mechanical ones, because the temperature affects the bushing's stress and strain greatly. Both results show that stress is higher at the

bottom than at the top of the arc, but the displacements are smaller. In the process of drilling, bushing temperature enlarges the deformation, thus increasing the interface area between the rotor and the bushing, and the friction will exacerbate the wear of bushing's inner surface.

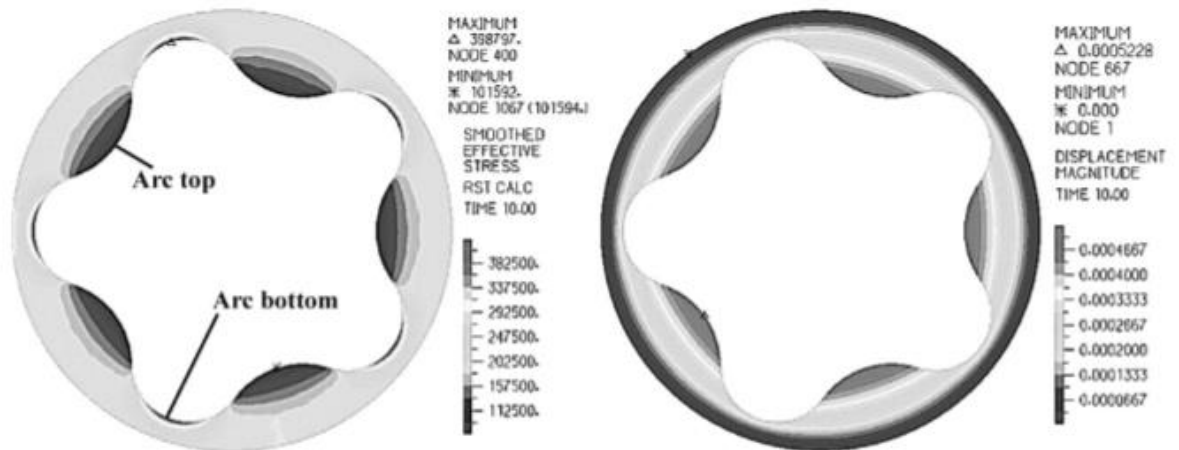


Figure 4. Stress (Pa) and displacement (m) of the rubber bushing

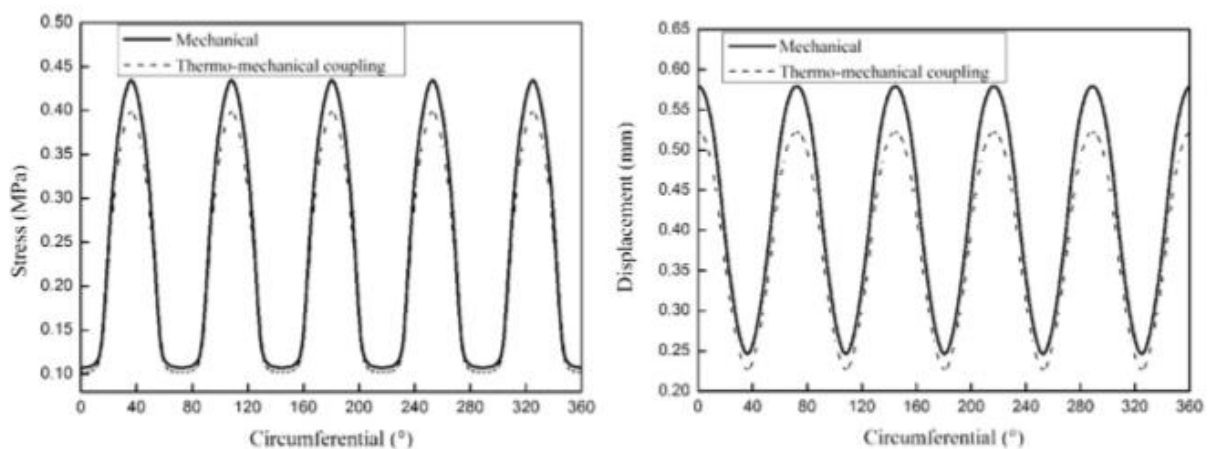


Figure. 5. Stress and displacement curve of the bushing inner wall.

The temperature distribution of bushing is as shown in Fig. 6. The temperature field has an elliptical distribution along the circumferential direction, and the highest temperature is located in the centre of the thickest section of rubber. From the ellipse's center to the boundary, the temperature gradually decreases, but the temperature gradient is large. The maximum temperature is 113.1 °C with the temperature rise of 48.1 °C, and the bushing's temperature is lowest in thinnest

section of rubber. When bushing's temperature increases, the tensile strength and flexibility of rubber materials fall sharply, the bond strength between rubber and stator housing also decreases.

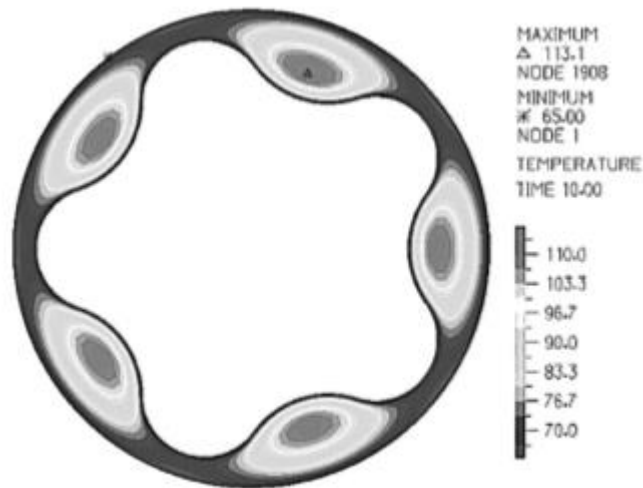
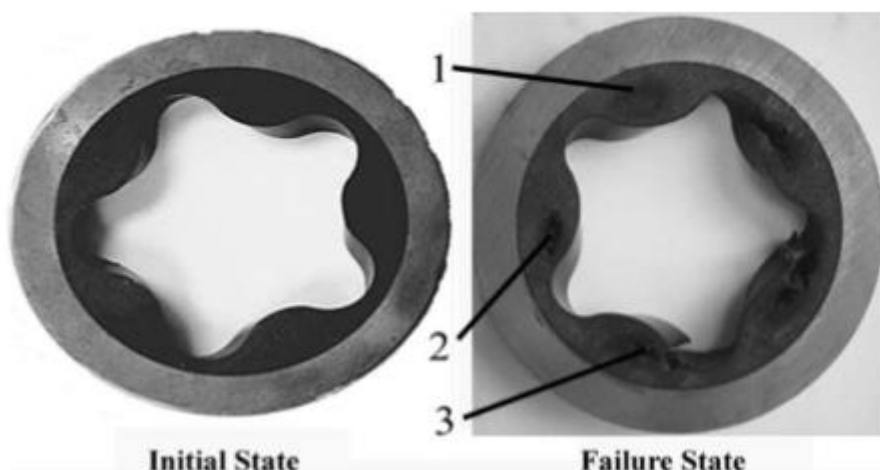


Figure. 6. Temperature field of the rubber bushing (°C).

Fig. 7 shows the bushing's initial and failure states from experimental observations, which are consistent with the calculation results. Holes appear in the rubber bushing because of hysteresis heat, and that will greatly reduce the work characteristics of the screw motor, and slow down the drilling process. Fig. 8(1) shows the rubber material volatilization caused by the hysteresis heat, accompanied with the emergence of a hole in the middle of the bushing crests. Fig. 8(2) shows the rubber degradation in the bushing central petals due to hysteresis heat. Fig. 8(3)



shows that both the rubber hysteresis heat and drilling fluid pressure lead to the rupture of rubber, which causes the whole motor to fail. Actually, formation temperature and friction also contribute to the failures, but the hysteresis heat plays a more important role.

Figure 7. The initial state (left) and the failure state (right) of bushing.

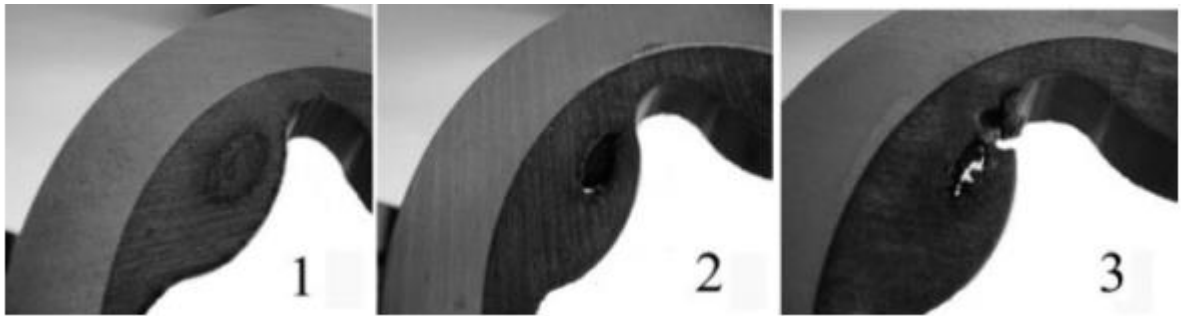


Figure 8. Details of failures (1) volatilization, (2) degradation, (3) rupture.

Parametric sensitivity tests

Rubber's physical parameters and working conditions have important effects on the rubber bushing's hysteresis heat. The reasonable selection of parameters of rubber material and the working parameters of the drilling operation can effectively reduce the rubber bushing thermal failure probability.

Fluid pressure

At the formation temperature of 65 °C and the rotation frequency of 2 Hz, sensitivity tests for drilling fluid pressure are shown in Table 2. With the rise in the fluid pressure, the bushing temperature increases mainly due to the nonlinear characteristics of rubber materials and the influence of thermal convection. At higher pressures, bushing is more prone to thermal failure, which reduces its service life.

Table 3. The calculation results under different fluid pressures.

Fluid pressure (MPa)	Temperature rise (°C)	Max. thermal stress (kPa)	Max. displacement (um)
30	10.28	224	258
40	19.16	306	352
50	30.77	387	444
60	45.10	468	536
70	62.20	549	627
80	82.00	630	717

Speed of rotation

The rotor speed is an important parameter affecting the heat generation ratio of the nodes of the rubber material. According to the the greater the rotor speed is, the bigger temperature rise of the rubber bushing. When the speed varies, bushing temperature increases linearly with rotor speed as shown in Table 3. Since the speed and displacement of the screw rotor have linear relationship, and are not sensitive to the drilling load and torque, the motor's displacement indirectly affects the bushing's temperature rise.

Table 4. The calculation results with different rotation speeds.

Speed of rotation (r/s)	Temperature rise (°C)	Max. thermal stress (kPa)	Max. displacement (um)
1.0	15.38	388	448
1.5	23.08	387	446
2.0	30.77	387	444
2.5	38.50	386	442
3.0	46.10	386	440

Formation temperature

The downhole formation temperature is the screwdrill's working environment temperature, which mainly influences the initial deformation of the bushing, thereby affecting the heat generation rate and convection heat transfer. When the formation temperature varies, the highest temperature of bushing is as shown in Table 5. Bushing's temperature rise decreases approximatively linearly with the increase of formation temperature.

Table 5. The calculation results under different formation temperature.

Formation temperature (°C)	Temperature rise (°C)	Max. thermal stress (kPa)	Max. displacement (um)
25	33.82	406	465
45	32.28	396	455
65	30.77	387	444
85	29.30	378	433
105	27.90	368	423
125	26.50	359	412

Conclusions of the study of Chinese scientists on this research.

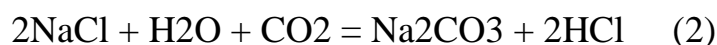
The FEA model of the hysteresis heat rubber bushing was developed using thermo-mechanical coupling. The maximum stress occurs at the bottom of the bushing arc, and the maximum deformation occurs at the top. The highest temperature is at the centre of the rubber bushing's thickest section and the temperature field distributes as oval, and has a large gradient. The thermal failure occurred in the thickest section of the bushing, which is consistent with observations in practice.

The bushing's temperature rise increases with the increase of fluid pressure and rotor speed, but decreases with the increase of formation temperature.

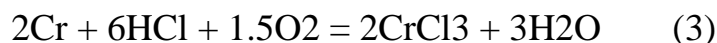
Researchers such as Khalil Ranjbar *, Majid Sababi have considered the problem of the reduced working resource of the working pair due to the corrosive nature of the drilling fluid. In oil exploration drilling, mud motors utilize mud as working fluid to drive the rotor inside the stator, as well as to lubricate the drill bit and flush out the debris. In such a system, rotor and stator which are called power section, denoting its utilization to transmit power to the drill bit. Usually a mud motor, piping and other auxiliary equipments are inserted into and operate in a hole (i.e. future potential oil well).

Rotors are generally manufactured from high strength steels such as 17-4 PH stainless steel [and hard chrome coated in order to reduce corrosion, erosion, abrasive wear, and maintain smooth sealing surface. Rotor and stator are in contact with drilling fluid and may subject to different types of damages depending on the

characteristics of this fluid. The hard chrome coating of rotor may be attacked by drilling mud which is usually composed of various compounds such as calcium chlorides and alkali salts. Acid gases such as carbonic acid and hydrogen sulfide can influx into the mud system. These gases reduce the pH of mud and greatly accelerate the corrosion. Chlorides, oxygen, CO₂, and H₂S are the most well-known components which can cause pitting corrosion and combination can even have synergetic effects. The use of chrome as a coating is not so effective in hostile environment containing chloride concentrations. When the mud which is containing calcium chloride remains in contact with the chromium surface and absorbs carbon dioxide, pH decreases due to following reactions:



This acidic environment combined with dissolved oxygen and other parameters, causes dissolution of the chromium layer with the possible reaction



As far as the base metal is uniformly covered with chromium coating, the corrosion mechanism can be operated chemically. But once interface between coating and the base metal destroyed, salt solutions penetrate through the coating. In such a case, not only peeling of the chromium coating can cause abrasive wear on rotor and stator, but also the base metal is going under attack.

The mud in the drilling process can be classified as oil base or water base mud. Water based drilling mud consists primarily of bentonite clay and water, additives such as organic polymers, dispersants, wetting agent, weighting materials, thinners, and lubricants. The mud properties considerably change because of fluid/solid and gas influxes or additions of impurities, during drilling process .

On a drilling rig, mud composition and properties such as density, viscosity, and pH are controlled, modified and periodically tested in the system so called mud pits, to ensure properties and improve drilling efficiency. The mud is pumped down the hole and further re-circulated through the drill string where it sprays out on drill bit, cleaning and cooling the bit. Then, the mud carries the cuttings up to the surface. In the circulation, mud is mixed and contaminated with cuttings, and must be filtered in order to be used again. Large cuttings can be removed from the drilling fluid in steps by means of solid removal equipment including shale shaker, mud gas separator, desander and desilter. Some of the cuttings are in the form of fine dispersion, and cannot be removed effectively. These fines are called "drilled solids" and should be kept low for optimum drilling operations. In these operations, high pressure fluid is pumped into the top of the power section where it fills the first set of open cavities. The pressure differential across two adjacent cavities forces the rotor to turn and thereby cavities got opened allowing the fluid to flow progressively down the length of the power section. The cavities are separated from each other by a series of seal lines, between rotor and stator. In fact, the pressure capability of a pump is a function of the number of times the seal lines are repeated. If cavity pressure increased beyond the seal limits, the seal lines will open and fluid will slip at a very high velocity . High speed particles (sand, and other hard particles) traveling through pump cavities abrade rotor and stator. This causes seal lines to be less effective and higher slippage in the pump.

The failure analysis of rotors in downhole drilling has not been explored extensively, and only a single study has been reported. So, this work is aimed to investigate the failure of hard chrome coated rotors of the downhole drilling motors, and also to identify dominant failure mechanisms. Finally, possible mechanisms are illustrated for better understanding.

Experimental procedures

The main function of these motors is to convert the hydrolic energy of drilling fluid (drilling mud) to mechanical energy to turn the drill bit. Rotor was made of 17-

4 PH stainless steel with chrome as top coat. The chemical composition of base metal is presented in Table 6.

Table 6. Chemical composition of the rotor (wt.%)

C = 0.035	Cr = 17.24	Co = 0.039	Nb = 0.235	W = 0.010	P = 0.031
Si = 0.366	Ni = 3.510	Cu = 4.050	Al = 0.003	Ti = 0.011	Fe = Bal.
Mn = 0.484	Mo = 0.261	Sn = 0.030	V = 0.005	S = 0.030	

Several failed rotors were visually examined. One of the rotors was cut to pieces for metallographic examination and chemical analysis of base metal and its coating. Microstructural features at higher magnification were revealed with the Scanning Electron Microscope (SEM) model LEO 1455VP, equipped with Energy Dispersive X-ray spectroscopy (EDX). For the metallographic observations, samples after usual mounting and polishing were etched with Vilella's reagent. The hardness of the chrome layer and the base metal were measured. The thickness of chrome layer was in the range of 80-130 μm , with no under coating applied on rotor. Usually, plating thickness is not uniform due to complex geometry of the rotor.

Various types of water based drilling mud is used in drilling, but in this study it was bentonite mud. Its qualitative phase analysis was done by X-ray Diffraction (XRD), using diffractometer Philips model 1840 with the Cu K α 1 radiation $k = 1.54$ A.

Effects of bottom hole temperature (BHT), and solid content of drilling mud upon the life time of the rotor were also investigated. The data for these two parameters are collected from the daily progress report log sheets of the oil well being drilled.

Vickers hardness (HV) measurements were carried out on the coating as well as the base metal using 1 kgf load. The hardness values of chrome coated surface and the base metal were in the range of 1050-1100 HV and 340-350 HV respectively. As mentioned earlier, due to complex shape of the rotor, the coating thickness is not

uniform, its low in the valleys and high in the lobes . On the other hand, hard chrome coating has microcracks and pores which affects the hardness measurements. That's why a range of hardness values less than 700 HV to more than 1100 HV are reported for this coating. Microstructure, hardness and the working condition indicate that, the rotor has tempered at around 620 °C after annealing and quenching treatment. In other words, it is in over-aged condition (H1150) and found to meet the requirement. In fact, 17-4 PH stainless steel is more common than any other type of precipitation hardening steels and due to its favorable combination of mechanical properties and corrosion resistance has been used in variety of applications including power plants, chemical processing industries, air craft fittings, gears, paper mills, drilling, etc.

The power section of a drilling motor consists of a helical shaped rotor and a stator. Single or multi lobe configurations may be used in drilling. Stator is made stationary and elastomeric in nature for handling abrasives. In the present study, it was found that, the base polymer used for manufacturing of stator is a butadiene. The results of analysis indicated that, it should be a nitrile rubber (NBR), which is usually obtained by copolymer-ization of butadiene with acrylonitrile. NBR has excellent physical properties and oil resistance.

The morphology of failed area is shown in Figs. 8-9. Visual inspections are not the same in different sites. Along the whole rotor, the chrome coating was lost its uniformity from some areas and disbonding was occurred in which base metal is attacked. In addition, the maximum damages to coating were observed on lobes. The other defects were seen in the form of pitting, spalling, wear grooves, macro and microcracks.

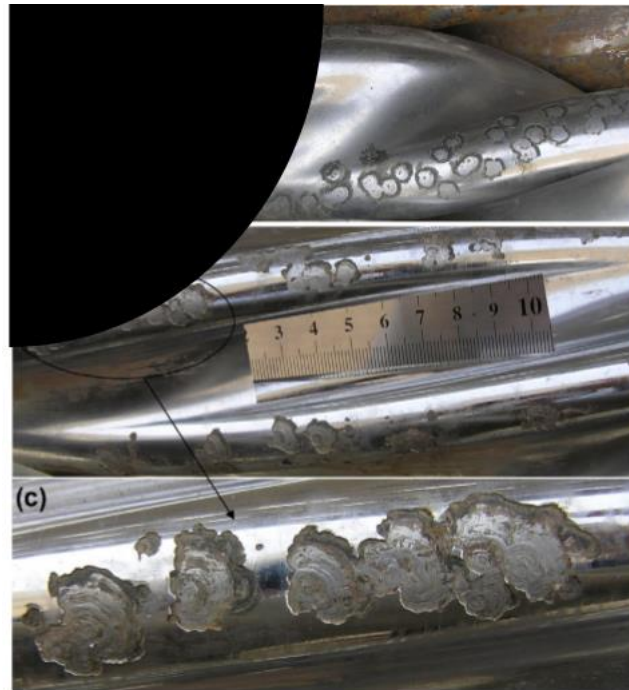


Figure8. Spalling on chrome coated rotors surface. In both the rotors shown in figure (a) and (b) the maximum effects observed on lobes. The image of figure (b) is magnified and revealed better in figure (c).

A sample from drilling mud was taken, dried at 120 °C and then its XRD pattern was taken as shown in Fig. 8. It is composed of different carbonate (CaCO_3) and hard oxides compounds such as Al_2O_3 , SiO_2 and Fe_2O_3 . These hard oxide particles cause different type of damage like, erosion and wear on rotor surface as mentioned in the earlier section.

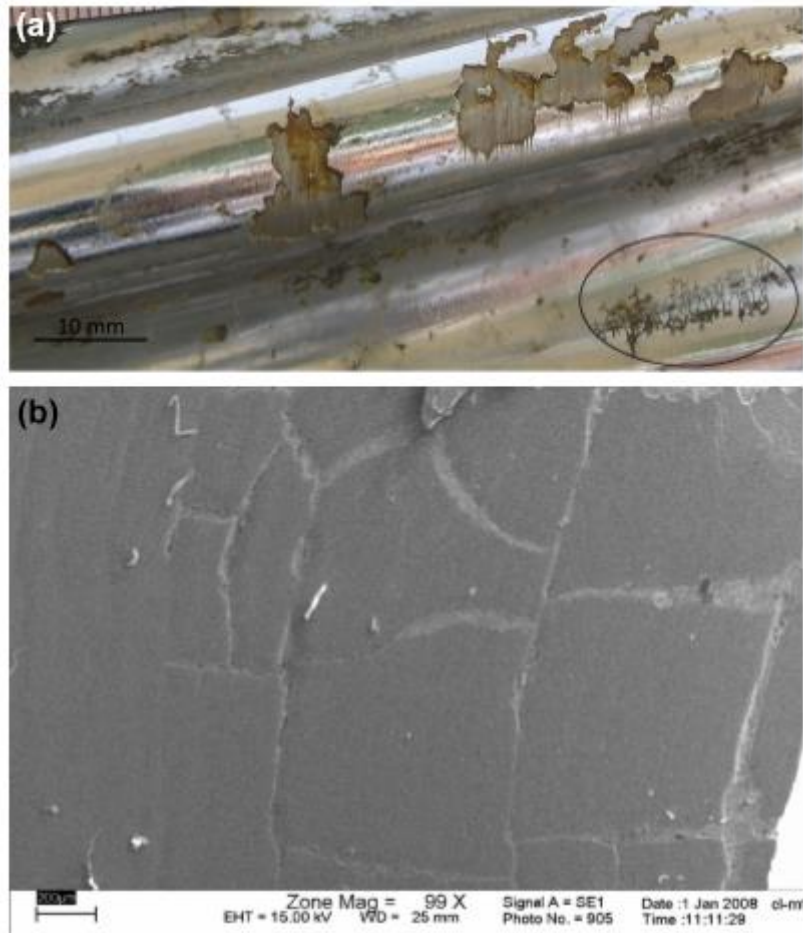


Figure 9. An extensive surface failure of rotor: (a) detachment of chrome layer and macrocracking (shown in circle), and (b) SEM image of a interconnected network of microcracking on chrome coated surface.

Moreover, drilling mud composition, hardness, temperature and characteristics keep changing, since it influxes with additives and formations. Hardness and solid content of drilling mud have major impact on rotor and stator life time. Effects of BHT and solid content of drilling mud on life time of rotors for two different size drilling motors are presented in Figs. 9 and 10 respectively. In fact, life time should decrease with the increase of these two parameters. Higher solid content suppose to accelerate the rate of erosion and wear, whereas raise in temperature should increase the rate of corrosion (reactions (1)-(3)). But the figures do not indicate such a direct relation. In the latter case, the recorded BHTs are not

so high to degrade the chrome coating performance. In other words, the life time of rotors is dominated with other parameters than BHT.

It seems, the failures of rotors are mainly due to the large and hard particles that cannot easily pass the pump seal lines, embed in the inner surface of the stator and rubbing against the rotating rotor. This is schematically illustrated in Fig. 10a. Once hard particle embeds into the elastomeric stator, abrasion occurs for every rotation of rotor. Depending on the size and hardness of embedded particles, the extent of damage will be shallow or deep. In other words, it acts like a cutting/machining/drilling tool and thereby, surface fatigue crack can be initiated and magnified leading to spalling and disbanding of coating.

The other mechanism of rotor surface damage is erosion, due to the impingement of high velocity hard solid particles. This is schematically shown in Fig. 10b. Rotor life and its performance should be affected and decreased with increasing solid content of drilling mud. Nevertheless, in the present study, the collected data related to solid content showed a lot of scattering and perhaps it was too high and over ranged.

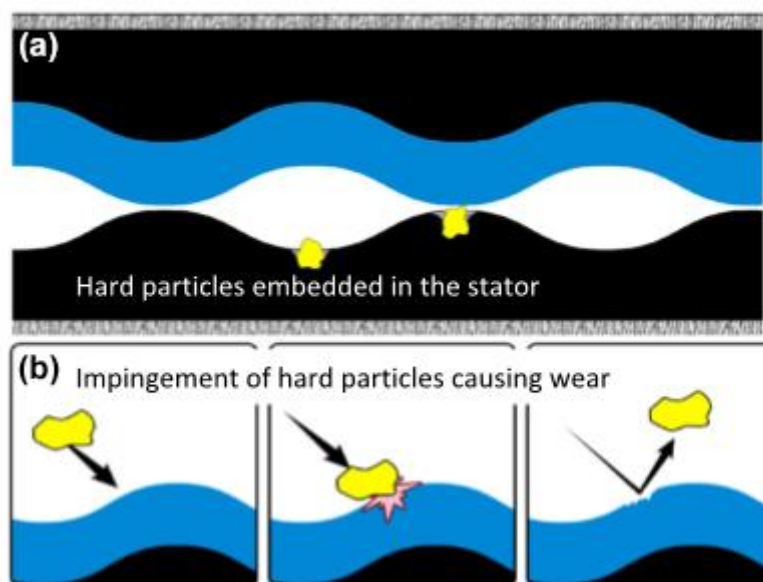


Figure 10. Schematic drawings are made to illustrate the surface fatigue mechanisms by hard particles: (a) embedded particles in stator, and (b) wear caused by impingement of particles.

As shown in Fig. 10 the range of solid content is very high and not acceptable, as it is recommended to be less than 2 wt.% . It is also advised that, hard chrome plated rotors, not to be used in an environment (mud system) contains salt, chlorides, and H₂S. Solids and in particular sand content, is very crucial for rotor and stator performance. Even, high concentration of very fine powder-like sand can abrade rotor and stator. In other words, hard chrome is adequate for medium to low abrasive environments, otherwise, harder coatings to be applied.

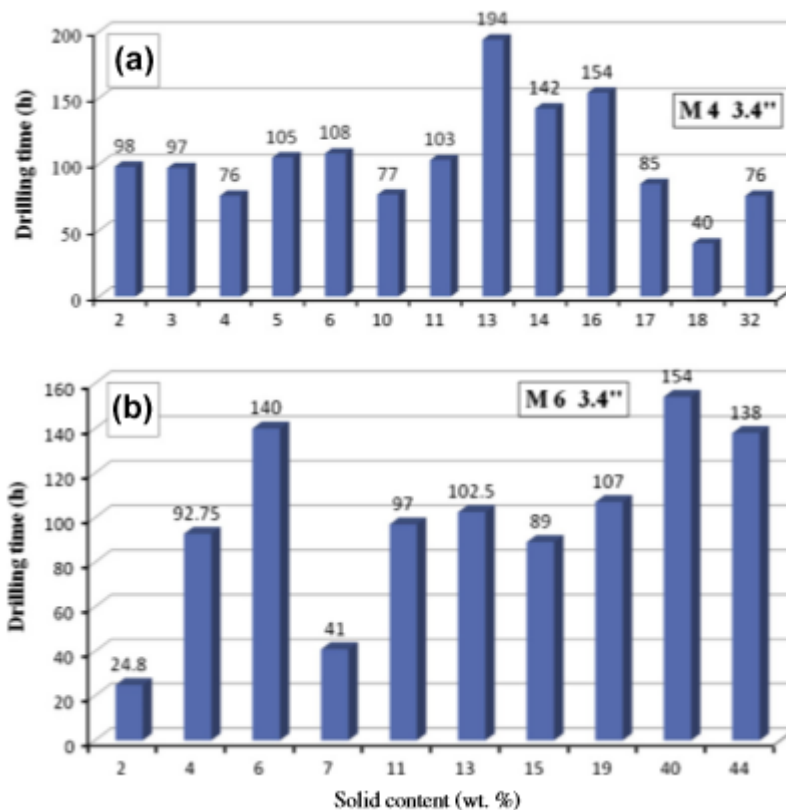


Figure 11. Variations of rotor lifetime in terms of solid content of drilling mud for two different sized drilling motors, (a) 44.3 inch size motor and (b) 63.4 inch size motor. A lot of scattering can be observed in the results.

In the course of the study of the influence of temperature on the wear rate of the elastomer, I found a regularity that, as the temperature increases, the wear rate gradient increases in direct proportion. Therefore, the motor resource of the screw downhole motor is significantly reduced, the costs for repairs and maintenance are increased.

В ходе проведенного исследования влияния температуры на скорость износа эластомера, я выявил закономерность, что при с ростом температуры градиент скорости износа растет прямо пропорционально. Вследствие этого значительно снижается моторесурс винтового забойного двигателя, увеличиваются затраты на ремонт и обслуживание.

In the course of the research, the EPR-1226 rubber samples were heated to a temperature of 95, and heating of the washing liquid (water, clay solution, polymer solution, VMGZ oil) to a temperature of 95. Further, measurements of the rate of wear in various media of washing liquids at different temperatures took place.

A significant increase in the velocity gradient was observed at a specimen temperature of 75 and 95 (Fig. 12) and the washing medium "water" and "oil".

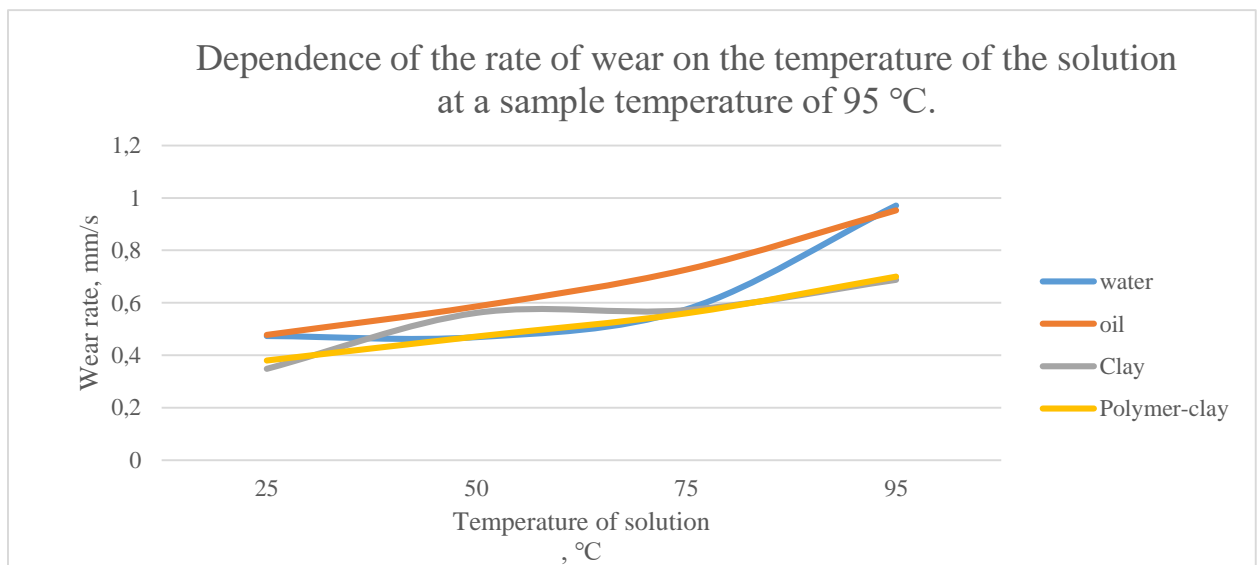


Figure 12. Dependence of wear rate on solution temperature

Presumably this is due to the homogeneity of the medium and the thermophysical properties of these liquids. Solutions on a clay basis and with polymers have a lower rate of wear due to the fact that the water is in a bound state.

The results of my research will help in the future to create a rubber that will be much less heated during the drilling process. This will allow reducing the economic costs of the construction of the well as a whole.

