

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

Школа: *Инженерная школа природных ресурсов*

Направление подготовки: *21.04.01 Нефтегазовое дело/Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов*

Отделение: *Отделение нефтегазового дела*

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
Исследование нагрузочной характеристики гибкого вала винтовых забойных двигателей при бурении скважин

УДК 622.24.054.244

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ95	Богданов Максим Андреевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Саруев Л.А.	д.т.н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Сечин А. И.	к. т. н.		

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Романюк В.Б	к.э.н		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ОНД ИШПР	Манабаев К.К.	к.ф.-м.н.		

ПЛАНИРУЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОБУЧЕНИЯ ПО ООП

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)
P1	Применять базовые естественнонаучные, социально-экономические, правовые и специальные знания в области нефтегазового дела, для решения прикладных междисциплинарных задач и инженерных проблем, соответствующих профилю подготовки (в нефтегазовом секторе экономики), самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности
P2	Планировать и проводить аналитические и экспериментальные исследования с использованием новейших достижений науки и техники, уметь критически оценивать результаты и делать выводы, полученные в сложных и неопределённых условиях; использовать принципы изобретательства, правовые основы в области интеллектуальной собственности
P3	Проявлять профессиональную осведомленность о передовых знаниях и открытиях в области нефтегазовых технологий с учетом передового отечественного и зарубежного опыта; использовать инновационный подход при разработке новых идей и методов проектирования объектов нефтегазового комплекса для решения инженерных задач развития нефтегазовых технологий, модернизации и усовершенствования нефтегазового производства.
P4	Внедрять, эксплуатировать и обслуживать современные машины и механизмы для реализации технологических процессов нефтегазовой области, обеспечивать их высокую эффективность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда, выполнять требования по защите окружающей среды
P5	Эффективно работать индивидуально и в коллективе по междисциплинарной тематике, организовывать работу первичных производственных подразделений, используя принципы менеджмента и управления персоналом и обеспечивая корпоративные интересы.
P6	Участвовать в разработке организационно-технической документации и выполнять задания в области сертификации нефтегазопромыслового оборудования
P7	Получать, систематизировать необходимые данные и проводить эксперименты с использованием современных методов моделирования и компьютерных технологий для решения расчетно-аналитических задач в области нефтегазового дела.
P8	Использовать стандартные программные средства для составления проектной и рабочей и технологической документации объектов бурения нефтяных и газовых скважин, добычи, сбора, подготовки, транспорта и хранения углеводородов
P9	Планировать и организовывать работу по проведению планово-предупредительных ремонтов установок, технического обслуживания и ремонта оборудования.
P10	Планировать внедрение новой техники и передовых технологий, разрабатывать и реализовывать программы модернизации и технического перевооружения предприятия.
P11	Организовывать проведение проверок технического состояния и экспертизы промышленной безопасности, проводить оценку эксплуатационной надежности технологического оборудования.

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
 федеральное государственное автономное
 образовательное учреждение высшего образования
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Школа Инженерная школа природных ресурсов

Направление подготовки (специальность) 21.04.01 Нефтегазовое дело/Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Уровень образования _____

Отделение школы (НОЦ) Отделение нефтегазового дела

Период выполнения (осенний / весенний семестр 2020 /2021 учебного года)

Форма представления работы:

Магистерская диссертация

(бакалаврская работа, дипломный проект/работа, магистерская диссертация)

КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН выполнения выпускной квалификационной работы

Срок сдачи студентом выполненной работы:	18.06.2021
--	------------

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
02.04.2021	1. Обзор литературы	30
25.04.2021	2. Анализ нагрузочных характеристик, причин выхода из строя ВЗД	30
15.05.2021	3. Проведение аналитического расчета	30
01.06.2021	4. Устранение недочетов	10

СОСТАВИЛ:

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Саруев Л.А.	Д.Т.Н.		

СОГЛАСОВАНО:

Руководитель ООП

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ОНД ИШПР	Манабаев К.К.	к.ф.-м.н.		

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
 федеральное государственное автономное
 образовательное учреждение высшего образования
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Школа Инженерная школа природных ресурсов
 Направление подготовки (специальность) 21.04.01 Нефтегазовое дело/Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов
 Отделение школы (НОЦ) Отделение нефтегазового дела

УТВЕРЖДАЮ:
 Руководитель ООП

 (Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ95	Богданову Максиму Андреевичу

Тема работы:

Исследование нагрузочной характеристики гибкого вала винтовых забойных двигателей при бурении скважин	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	03.03.2021, 62-35/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:	
--	--

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

<p>Исходные данные к работе</p> <p><i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i></p>	<p>Объект исследования: гибкий вал винтового забойного двигателя</p> <p>. Объект относится к технологическому сооружению повышенной опасности, требующему особых условий эксплуатации.</p> <p>Режим работы: круглосуточный, периодический</p>
---	---

<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Литературный обзор 2. Исследование нагрузочных характеристик винтовых забойных двигателей 3. Анализ причин преждевременного выхода из строя винтовых забойных двигателей 4. Расчёт на прочность и продольную устойчивость вращающегося гибкого вала винтового забойного двигателя 5. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение 6. Социальная ответственность
<p>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i></p>	
<p>Раздел</p>	<p>Консультант</p>
<p>Финансовый менеджмент</p>	<p>Романюк Вера Борисовна</p>
<p>Социальная ответственность</p>	<p>Сечин Александр Иванович</p>
<p>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</p>	
<p>Литературный обзор</p>	

<p>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</p>	<p>16.02.2021</p>
---	-------------------

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ95	Богданов Максим Андреевич		

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ95	Богданову Максиму Андреевичу

Инженерная школа	Природных ресурсов	Отделение	Нефтегазового дела
Уровень образования	Магистр	Направление/специальность	21.03.01 «Нефтегазовое дело» профиль «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

<i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	<i>В данном разделе ВКР представлен: график выполнения работ, в соответствии с ВКР; трудоёмкость выполнения операций; нормативно-правовая база, используемая для расчётов; результаты расчётов затрат на выполняемые работы; оценка эффективности нововведений и др.</i>
<i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	<i>Нормы расхода материалов, тарифные ставки заработной платы рабочих, нормы амортизационных отчислений, нормы времени на выполнение операций в ходе выполнения операций согласно справочникам Единых норм времени (ЕНВ) и др.</i>
<i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	<i>Ставка налога на прибыль 20 %; Страховые взносы 30%; Налог на добавленную стоимость 20%</i>

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<i>Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</i>	<i>Расчет капитальных и текущих затрат и финансового результата реализации проекта</i>
<i>Планирование и формирование бюджета научных исследований</i>	<i>График выполнения работ</i>
<i>Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования</i>	<i>Расчет экономической эффективности внедрения новой техники или технологии</i>

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

*Организационная структура управления
Линейный календарный график выполнения работ
Графики динамики и сравнения показателей*

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	07.03.2021
---	------------

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент ОДН	Романюк В.Б.	к.э.н., доцент		27.03.2021г

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ95	Богданов Максим Андреевич		27.03.2021г

<p>3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях</p> <p>3.1. Анализ возможных и часто встречающихся ЧС при разработке и эксплуатации проектируемого решения;</p> <p>3.2. Анализ превентивных мер в целях предупреждения ЧС и разработка мер по ликвидации ее последствий.</p>	<p>3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</p> <p>3.1. Провести анализ возможных и часто встречающихся ЧС, возникающих при строительстве скважин, привести перечень возможных ЧС на объекте:</p> <ul style="list-style-type: none"> - техногенного характера (пожары и взрывы в зданиях); - природного характера (лесные пожары); <p>3.2. Сделать выбор наиболее типичной ЧС (ГНВП), разработать превентивные меры по предупреждению ЧС и мероприятия по ликвидации её последствий.</p>
<p>4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <p>4.1. Правовые нормы трудового законодательства);</p> <p>4.2. Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.</p>	<p>4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <p>4.1. Рассмотреть специальные правовые нормы трудового законодательства (на основе инструкции по охране труда при производстве инженерно-геологических изысканий);</p> <p>4.2. Рассмотреть организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны (организация санитарно-бытового обслуживания рабочих)</p>

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	15.03.2021г.
--	--------------

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор ООД	Сечин А.И	д.т.н.		15.03.2021г.

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ95	Богданов Максим Андреевич		15.03.2021г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа содержит 117 с., 50 рис., 20 табл., 52 литературных источников, 1 приложение.

Ключевые слова: винтовой забойный двигатель, эластомер, двигательная секция, рабочие органы, статор, ротор, торсион, гибкий вал, нагрузочная характеристика.

Цель работы – проведение расчета гибкого вала винтового забойного двигателя.

Область применения: нефтегазовая промышленность.

Определения, обозначения, сокращения, нормативные ссылки

ВЗД – винтовой забойный двигатель;

ВГМ – винтовой героторный механизм;

ГВ – гибкий вал;

РО – рабочие органы;

КПД – коэффициент полезного действия;

КНБК – компоновка низа бурильной колонны.

В тексте документа допускается приводить без расшифровки общепринятые сокращения, установленные в национальных стандартах и соответствующие правилам русской орфографии: с. - страница; т.е. - то есть; т.д. - так далее; т.п. - тому подобное; и др. - и другие; в т.ч. - в том числе; пр. - прочие; т.к. - так как; г. - год; гг. - годы; мин. - минимальный; макс. - максимальный; шт. - штуки; св. - свыше; см. - смотри; включ. - включительно и др.

Оглавление

Введение.....	14
1 Литературный обзор	0
1.1 История создания винтового забойного двигателя	15
1.2 Конструкция и принцип действия ВЗД	18
1.2.1 Двигательная секция	19
1.2.2 Шпиндельная секция	25
1.2.3 Регулятор угла	26
1.2.4 Дополнительные узлы	33
1.2.4.1 Противоаварийные узлы	33
1.2.4.2 Клапан обратный; переливной (циркуляционный)	35
1.2.4.3 Фильтр двигателя (шламоуловитель).....	36
1.2.4.4 Центратор-стабилизатор шпиндельной секции	37
1.2.5 Блок-схема конструкции ВЗД.....	38
2 Исследование нагрузочных характеристик винтовых забойных двигателей..	39
2.1 Характеристики ВЗД.....	39
2.2 Влияние различных факторов на характеристики ВЗД	42
2.2 Влияние конструкции на характеристики ВЗД.....	48
3. Анализ причин преждевременного выхода из строя винтовых забойных двигателей	53
3.1 Анализ причин износа резиновой обкладки статора.....	54
3.2 Анализ причин выхода из строя гибкого вала	58
4 Расчёт на прочность и продольную устойчивость вращающегося гибкого вала винтового забойного двигателя	61
4.1 Расчет стального гибкого вала.....	62

4.1.1 Расчет на статическую прочность стального гибкого вала	62
4.1.2 Расчет на выносливость стального гибкого вала.....	63
4.1.3 Расчет на устойчивость стального гибкого вала.....	65
4.2 Расчет гибкого вала из титанового сплава	65
4.2.1 Расчет на статическую прочность гибкого вала из титанового сплава.....	65
4.2.2 Расчет на выносливость гибкого вала из титанового сплава	66
4.2.3 Расчет на устойчивость гибкого вала из титанового сплава	68
5 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	69
5.1 Потенциальные потребители результатов исследования	69
5.2 Исследование сильных и слабых сторон проекта.....	70
5.3 Планирование научно-исследовательских работ.....	74
5.4 Бюджет научно-технического исследования	79
5.5 Выводы по разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение».....	83
6 Социальная ответственность	84
6.1. Производственная безопасность.....	84
5.1.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов, обоснование мероприятий по защите персонала буровой от их действия	85
5.1.2. Анализ опасных производственных факторов и обоснование мероприятий по их устранению	89
5.2 Экологическая безопасность.....	93
5.3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	94
5.3.1. Анализ возможных ЧС, возникающих при строительстве скважин	94
5.3.2. Обоснование мероприятий по предупреждению и ликвидации ЧС.....	95
5.4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	95

5.4.1. Специальные правовые нормы трудового законодательства.....	95
5.4.2. Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны	96
Заключение	97
Список использованных источников	98
Приложение А	102

Введение

Добыча углеводородного сырья является ведущей отраслью в экономике нашей страны. В настоящее время потребление продуктов нефтегазовой промышленности занимает лидирующие позиции и не может по ряду причин быть полностью заменено на альтернативные источники энергии. Поэтому необходимо увеличивать объемы бурения, с целью разработки старых месторождений и освоения новых.

Объемы бурения с использованием винтовых забойных двигателей (ВЗД) в России постоянно наращиваются, вследствие существующей потребности в применении высокомоментных долот с оптимальной частотой вращения до 150 об/мин, применением нового телеметрического оборудования, стремительного развития строительства горизонтальных, наклонно-направленных скважин и боковых стволов.

Так как наращивание объемов бурения с использованием ВЗД является актуальной проблемой необходимо добиться надежности его использования путем совершенствования конструкции. Если ресурс ВЗД по паспорту составляет порядка 300 часов при работе на воде, то фактические данные в различных регионах по отработке ВЗД колеблются от 20 до 370 часов в зависимости от геологических условий, параметров режима бурения.

Согласно статистике в 25% случаев выход двигателя из строя обусловлен сломом гибкого вала, который в процессе бурения подвергается термическому, химическому и механическому воздействию.

Использование титанового сплава для изготовления гибкого вала может повысить надежность данного элемента двигателя, что позволит решить проблему увеличения ресурса отработки двигателей в производственных условиях.

1 Литературный обзор

1.1 История создания винтового забойного двигателя

Изначально метод наклонно-направленного бурения (ННБ) был основан Мартином Черрингтоном в 1972 году, в США. В эти годы Мартин Черрингтон являлся президентом строительной компании «Титан Контрактоз». Компания находилась в штате Калифорния. Этот метод позволил снизить экологический ущерб окружающей среде, но при этом не влиял на водное препятствие. В ряде случаев, экономически более выгодный, по отношению к традиционной укладке.

В середине 60-х годов Черрингтон впервые познакомился с управляемым бурением, что стало предпосылкой для создания небольшой буровой установки и сотрудничества с электрослужбами, и работами по укладке бытовых коммуникаций под дорогами.

В дальнейшем, по мере развития нефтяной промышленности, проекты по пересечению рек методом ННБ заняли важное место на рынке строительства.

Более эффективно в освоении наклонно – направленного бурения развивались российские предприятия, выбравшие путь приобретения зарубежного оборудования и технологии.

В период 1994 – 1995 годов на рынке бывшего СССР стало появляться много предприятий, предлагающих свои услуги по направленному бурению, это как компании имеющие мощное оборудование и прокладывающие трубопроводы через водные преграды (среди которых можно отметить Российско – германскую фирму ВИС МОС, внешнеэкономическую ассоциацию «Внешне трубопроводстрой» (ВТПС), Мострансгаз и др.), так и фирмы, имеющие оборудование для выполнения работ в городских условиях. В наше время в центральной части России и западной Сибири есть предприятия способные выполнять большие работы через реки, но и небольшие в городских условиях объекты [4].

В Советском Союзе метод ННБ получил широкое применение в 40-е годы. Основным техническим средством, применяемым при бурении скважин на

нефть и газ, являлся турбобур. Турбинное бурение получило довольно широкое распространение, в связи с чем была обеспечена ускоренная разведка и отработка нефтегазоносных площадей в Западной Сибири и Урало-Поволжье. При этом, намного возрос уровень добычи углеводородов.

По мере усовершенствования долот, и технологий бурения, увеличались средние глубины скважин. Со временем стала наблюдаться спад основного техникоэкономического показателя бурения – проходки долота за рейс. Несмотря на совершенствование технологии и техники турбинного бурения за множество лет, показатель работы долота фактически не улучшался. На месторождениях Западной Сибири, имеющих благоприятные условия, такие как мягкие породы и небольшая глубина скважин, показатель проходки на долото был на много меньше по сравнению с аналогичным показателем в Соединенных Штатах.

Очень часто это было связано с невозможностью эффективного использования шарошечных долот, имеющих герметизированную, маслonaполненную опору, в следствии применения многоступенчатых безредукторных турбобуров, поддерживающих высокоскоростной режим бурения, с частотой вращения 400 – 500 об/мин.

В связи с этим, в Советском Союзе встал вопрос, о необходимости разработки, с дальнейшим внедрением, технологий и техники, обеспечивающих низкооборотное бурение. Этот вопрос мог быть решен только лишь двумя способами, либо полным переходом на роторное бурение, либо созданием низкооборотного забойного двигателя. Нефтяная промышленность, как технически, экономически, так и психологически не была готова к переходу на роторное бурение, в частности на опыте уже имеющихся достижений турбинного бурения в ряде регионов. Помимо этого, уровень роторного бурения в Советском Союзе, сильно отстал от мирового уровня. Не было ни бурильных труб, ни буровых установок необходимого, высокого технического уровня.

Переход на роторное бурение, означал бы спад темпов развития нефтегазодобывающей отрасли в основных регионах государства; к тому же,

промышленность не имела необходимых средств для сооружения новых заводов и эксплуатационных баз. Именно по этим причинам, и был выбран доминирующий метод бурения, с использованием низкооборотистых забойных двигателей [1].

Задача создания гидравлического забойного двигателя, с требуемыми характеристиками была решена методом перехода от динамических, к объемным машинам. Первым гидравлическим двигателем, который был не только работоспособным, но и нашедшим промышленное применение, оказался планетарно-роторный, обращенный насос Муано.

Продолжительные поисковые научно-исследовательские работы во ВНИИБТ по совершенствованию забойных гидравлических двигателей привели в 1966 г. к появлению предложенного М.Т. Гусманом, С.С. Никомаровым, Н.Д. Деркачем, Ю.В. Захаровым и В.Н. Меньпениным нового типа ВЗД, рабочие органы которого впервые в мировой практике выполнены на базе многозаходного винтового героторного механизма, который выполняет функцию планетарного редуктора.

В дальнейшем, во ВНИИБТ и его Пермском филиале Д.Ф. Балденко, Ю.В. Вадецким, М.Т. Гусманом, Ю.В. Захаровым, А.М. Кочневым, С.С. Никомаровым и другими научными деятелями были сформированы основы теории рабочего процесса, конструирования и технологии изготовления, разработана технология бурения винтовыми двигателями [1-2].

Таким образом, историю создания ВЗД в нашей стране можно представить в виде хронологии событий:

1966 г. Впервые в мире ВНИИБТ (Всероссийский научно-исследовательский институт буровой техники) и ПФ ВНИИБТ (Пермский филиал) предложили новый тип гидравлического забойного двигателя – многозаходный винтовой забойный двигатель.

1974 - 1980 гг. Наладка поточного производства первых отечественных ВЗД на КМЗ (Кунгурский машиностроительный завод) и ПМЗ (Павловский машзавод).

1980 - 1990 гг. Крупномасштабное производство ВЗД на КМЗ, ПМЗ и Бердичевском заводе «Прогресс» (г. Бердичев, Украина) до 7000 винтовых пар в год.

1981 – 1984 гг. Продажа четырех эксклюзивных лицензий компании «Drilex» (Франция, Англия). Прекращение для России импорта ВЗД до 1991 года.

1991 г. ПФ ВНИИБТ продажа лицензии на производство ВЗД КМЗ и ПМЗ. С 1992 г. ПФ ВНИИБТ оппонент ПМЗ и КМЗ.

1995 – 2003 гг. ПФ ВНИИБТ разрабатывает новое поколение ВЗД, разработанных с целью бурения горизонтальных скважин и боковых стволов.

На данный момент существует более 50 видов ВЗД диаметром от 42 до 240 мм. ВЗД делятся на 3 группы:

- а) для бурения вертикальных и наклонно-направленных скважин;
- б) для бурения горизонтальных скважин;
- в) для капитального ремонта скважин и бурения боковых стволов из обсадных колонн [1,3].

1.2 Конструкция и принцип действия ВЗД

ВЗД – винтовой забойный двигатель, объемная (гидростатическая) машина. Её многозаходные рабочие органы — это планетарно-роторный механизм с внутренним косозубым зацеплением. Симметричный роторный агрегат приводится в действие за счет гидравлической энергии от подачи бурового раствора и преобразуется в механическую энергию, необходимую для разрушения горной породы. Применение ВЗД осуществляет бурение при реализации высокого момента силы и частоты вращения на выходном валу. Сила и частота вращения мало изменяются при усилении нагрузки на ось [5].

При использовании винтового забойного двигателя необходимо выбирать оптимальный режим бурения по перепаду давления на двигателе:

Загруженность двигателя (P_z) — это величина разности рабочего давления (P_p) и давления холостого хода (P_x): $P_z = P_p - P_x$. Для определения величины (P_z) надо создать заданную нагрузку на долото и снять показания (P_p);

Величина загрузки винтового забойного двигателя (P_z) должна поддерживаться на протяжении всего времени работы ВЗД;

Если инструмент завис, то рабочее давление понижается до величины близкой к холостому давлению (P_x). В этой ситуации необходимо оторвать инструмент от забоя, определить (P_x). Плавно увеличить нагрузку и довести перепад давления до величины $P_p = P_x + P_z$.

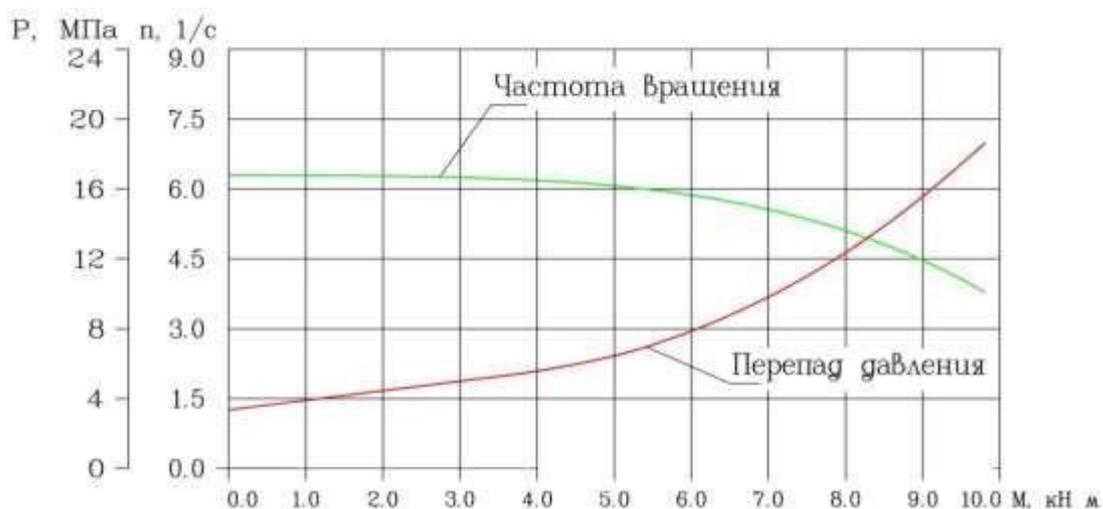


Рисунок 1 – Зависимость момента силы на валу ВЗД от перепада давления

В процессе бурения, есть возможность осуществлять контроль работы двигателя по изменению давления в насосах, поскольку увеличение перепада давления в двигателе пропорционально увеличению момента силы на его валу (рисунок 1).

Рассмотрим конструкцию ВЗД (рисунок 2).



Рисунок 2 – Конструкция ВЗД

Выше представлены основные узлы винтового забойного двигателя. В случае если забойный двигатель комплектуется прямым переводником, то

данная конструкция применима для высокооборотного роторного бурения, либо для ремонтных операций на скважине. При использовании регулируемого переводника подразумевается эксплуатация ВЗД для наклонно-направленного бурения, например, для строительства скважин, имеющих сложный профиль, либо для зарезки нового ствола из ранее пробуренной скважины.

Все типы ВЗД можно разделить на три основных конструктивных сегмента: *двигательная секция, шпindelная секция, регулятор угла.*

1.2.1 Двигательная секция

Двигательная секция предназначена для преобразования потока жидкости во вращательное движение. Рабочие органы двигательной секции: статор и ротор должны выполнять некоторые условия:

1. Винтовые поверхности статора и ротора должны иметь одинаковое направление

2. Число заходов статора и ротора должны отличаться на единицу

Зубья статора и ротора находятся в непрерывном контакте. Они образуют замыкающиеся по длине статора единичные камеры. Проходя через эти камеры, буровой раствор приводит в движение ротор внутри статора. Двигательные секции, по конструкции, подразделяются на монолитные и секционные двигатели [1,6].

Таким образом, для всех типов винтовых забойных двигателей, основным узлом является рабочая секция или рабочая пара, которая включает в себя статор и ротор. Статор имеет обкладку-эластомер, которая производится из резинотехнической смеси ИРП-1226.

Конструкция ротора ВЗД остается неизменной уже не один десяток лет. Ротор изготовлен из легированной стали. Покрытие поверхности ротора износостойкое и коррозионностойкое. Ротор в зависимости от условий эксплуатации поставляется с различным покрытием (рисунки 3-6):



Рисунок 3 – Ротор с хромовым покрытием



Рисунок 4 – Ротор с вольфрамовым покрытием



Рисунок 5 – Ротор с никелевым покрытием



Рисунок – 6 – Ротор с керамическим покрытием

Покрытие ротора двигателя подбирается исходя из условий эксплуатации: геологического разреза скважины и типа бурового раствора, применяемого в процессе эксплуатации.

На данный известны две конструктивные особенности и разновидности статора: стандартный статор и профилированный (рисунок 7):

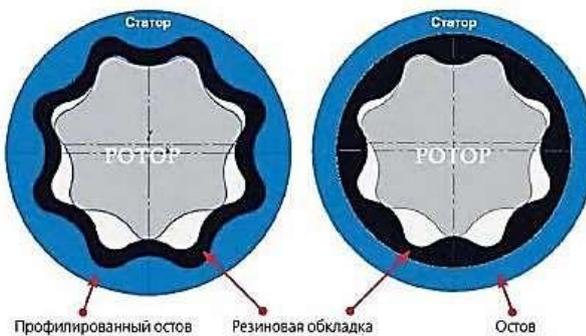


Рисунок 7 – Профилированная рабочая секция (слева), стандартная рабочая секция (справа)

Профилированные рабочие секции ВЗД – это новая конструктивная разработка отечественных производителей. Статор такой рабочей пары имеет винтовую (профилированную) внутреннюю металлическую поверхность с эластомерной обкладкой равного сечения.

Данная разработка является заслугой отечественного производителя АО «Пермнефтемашремонт». Это предприятие стало единственным в России, которое разработало и наладило серийный выпуск таких винтовых забойных двигателей, оснащённых профилированными двигательными секциями [6-8].

Конструктивные особенности:

- Цельнометаллическая толстостенная вставка с внутренним металлическим зубом, которая надёжно прикреплена к цельнометаллическому остову статора, изготовленному из качественной легированной стали
- Резиновая обкладка внутренней поверхности вставки, имеющая одинаковую толщину по всей длине профиля вставки
- Крепление остова статора и профилированной вставки, выполненное без применения сварки.

Эксплуатационные преимущества:

- Усиление жёсткости зуба статора
- Уменьшение влияния в двигательной секции перекашивающего момента на параметры зацепления рабочих органов
- Снижение и равномерное распределение деформации размеров резиновой обкладки в результате воздействия температур и буровых растворов. А также снижение действия температур и набухания резины на стабильность работы двигательной секции. Снижение уровня вибрации, способствует:

- Стабильной работе систем телеметрии
- Увеличению стойкости породоразрушающего инструмента
- Повышению стойкости резьбовых соединений бурильных труб
- Повышенная надёжность и более длительный межремонтный период [8,10,11].

Преимущества профилированных двигательных секций по сравнению с обычными двигательными секциями:

- От 30 до 100% улучшить энергетические характеристики винтового забойного двигателя и на 30-150% увеличить скорость механического бурения
- Применять наиболее короткие двигательные секции при обеспечении энергетических характеристик и механической скорости бурения, соответствующих более длинным двигательным секциям
- Уменьшить аварийность, связанную с поломкой деталей корпуса винтового забойного двигателя. Использовать более короткие винтовые забойные двигатели, что при наклоннонаправленном бурении даёт возможность увеличить стабильность и интенсивность набора параметров кривизны.
- Повысить качество измерений в процессе бурения за счёт более близкого расположения измерительных приборов к долоту
- Применять моментомёмкие долота PDC
- Эксплуатировать винтовые забойные двигатели с уменьшенным расходом рабочей жидкости в условиях поглощения бурового раствора, а также в условиях ограниченной производительности буровых насосов
- Использовать винтовые забойные двигатели с любыми керноотборными снарядами при выносе керна не менее 80%
- Эксплуатировать винтовой забойный двигатель в средах с повышенным содержанием нефти (до 18%) и повышенной забойной температуре (до 160 °С) [10-11].

Помимо выше представленных конструктивных особенностей, двигательная секция может выполняться в разных габаритах, как правило, от 43 до 240 мм, длиной до 6500 мм, заходностью от 2/3 до 9/10 (рисунок 8). Данные критерии обусловлены также условиями эксплуатации.

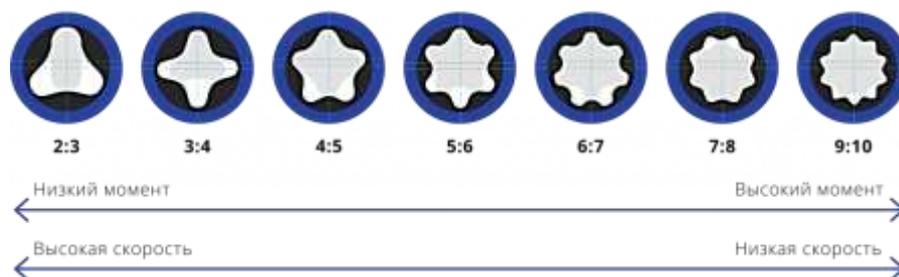


Рисунок 8 – Варианты заходности ВЗД

Заходность рабочей пары ВЗД представлена отношением лопастей ротора к рабочим камерам статора (например, заходность 5:6 подразумевает наличие 5 лопастной профилированный ротор, 6 рабочих каналов статора). Заходность рабочей пары выбирается исходя из требований для бурения, а именно наличие высокого или низкого момента на выходе ВЗД, либо частоты вращения. Чем меньше заходность, тем выше частота вращения и ниже момент и, наоборот [1,4,9].

Принцип действия ротор-статор (рисунки 9, 10): Зубья ротора и статора находятся в постоянном контакте и образуют единичные рабочие камеры, замыкающиеся на длине шага статора. Буровой раствор может пройти к долоту только в том случае, если ротор двигателя провернется внутри обкладки статора, обкатываясь по его зубьям под действием неуравновешенных гидравлических сил. Геометрическая ось ротора вращается относительно оси статора против часовой стрелки (переносное движение). Ротор поворачивается по часовой стрелке (абсолютное движение) [12].

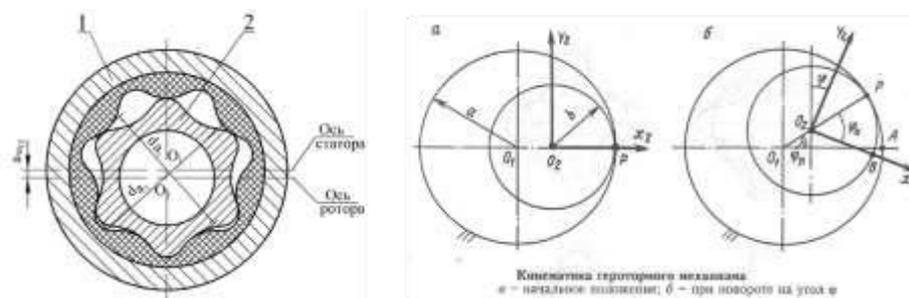


Рисунок 9 – Кинематика героторного механизма

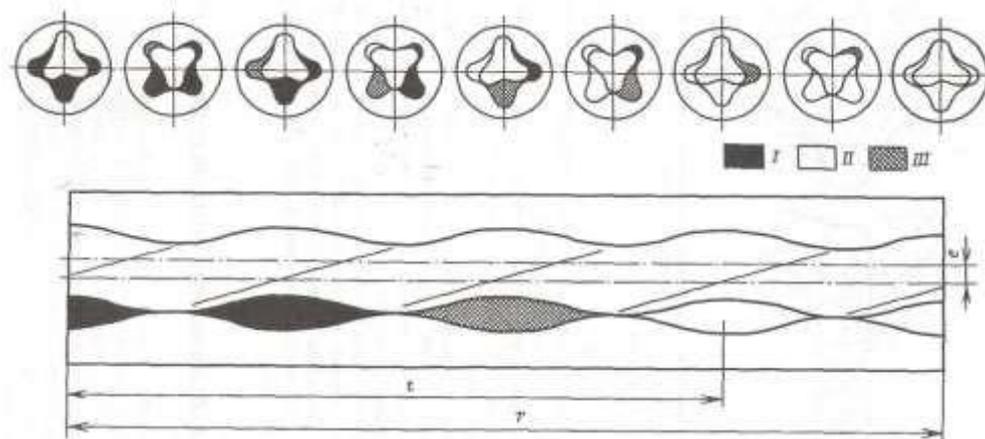


Рисунок 10 – Продольное и поперечное сечение РО ВЗД, области распределения давлений (1 - область высокого давления, 2 – область низкого давления, 3 – шлюз)

1.2.2 Шпиндельная секция

«Шпиндель» – это самостоятельный узел двигателя с выходным валом с осевыми и радиальными подшипниками. Шпиндель, как и двигательная секция, является важным узлом двигателя. Шпиндельная секция предназначена для восприятия большинства нагрузок, которые действуют на двигатель в процессе бурения. Шпиндель передает крутящий момент и осевую нагрузку на долото, воспринимает реакцию забоя и гидравлическую осевую нагрузку, действующую в рабочей паре. А также шпиндель передает радиальные нагрузки от долота и гибкого вала. Гибкий вал предназначен для соединения ротора двигателя и вала шпинделя.

Шпиндель выполнен в виде монолитного полого вала, который в нижней части соединён через наддолотный переводник с долотом, а в верхней части соединен с помощью муфты с гибким валом (рисунок 11). Существует два вида конструкции шпинделя: открытые и маслonaполненные. В открытых шпинделях узлы трения смазываются и охлаждаются буровым раствором. Данный вид используются во многих серийных отечественных двигателях. В маслonaполненных шпинделях узлы трения находятся в масляной ванне с

избыточным давлением на 0,1-0,2 МПа, превышающим давление окружающей среды [1,5].

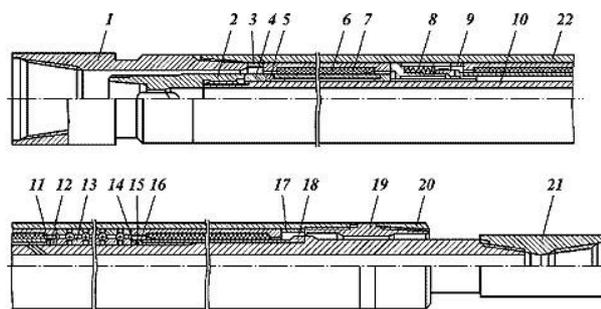


Рисунок 11 – Шпиндельная секция ВЗД (1 — переводник нижний; 2 — муфта; 3, 17 — втулка регулировочная; 4 — кольцо регулировочное; 5, 11 — втулка подкладная; 6 — опора нижняя; 7 — втулка нижней опоры; 8 — сальник торцовый; 9, 12, 15 — кольцо; 10 — вал шпинделя; 13 — пакет подшипников упорных; 14, 18 — втулка упорная; 16 — втулка кольца уплотнительного; 19, 21 — переводник; 20 — гайка; 22 — корпус шпинделя) [21]

Как говорилось выше - шпиндельная секция предназначена для передачи крутящего момента и осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент и восприятия осевых и радиальных нагрузок. Таким образом, основными составными частями шпиндельной секции являются: карданный вал, вал шпинделя, подшипниковый узел (рисунок 12). Все двигатели, имеющие секцию рабочих органов повышенной мощности, оснащаются маслonaполненным двухшарнирным карданным соединением, что позволяет снизить нагрузки на секцию рабочих органов, что способствует увеличению долговечности двигателя в целом.



Рисунок 12 – Карданный вал с шарнирным соединением (в центре), вал шпинделя с наддолотным переводником (справа)

Для восприятия осевых и радиальных колебаний (нагрузок) шпиндельная секция комплектуется подшипниками. Для минимизации осевых колебаний используются шарикоподшипники (рисунок 13), расположение осевого подшипника представлено на рисунке 14 [10-11].



Рисунок 13 – Вид осевого подшипника ВЗД

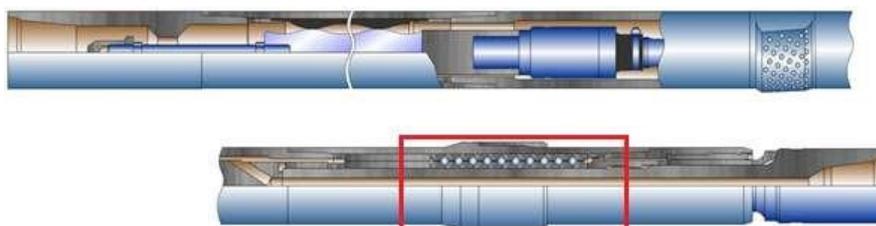


Рисунок 14 – Расположение осевых подшипников в конструкции двигателя

Применение осевых подшипников позволило производить процесс бурения скважин с большими нагрузками.

Для восприятия радиальных колебаний в конструкции ВЗД предусмотрена твердосплавная радиальная опора (рисунок 15). Исполнение опоры может иметь сплошное или сегментное покрытие.



Рисунок 15 – твердосплавная радиальная опора ВЗД со сплошным покрытием (слева), сегментным (справа)

Применение радиальных опор влияет на стабилизацию долота на забое скважины. Расположение представлено на рисунке 16.

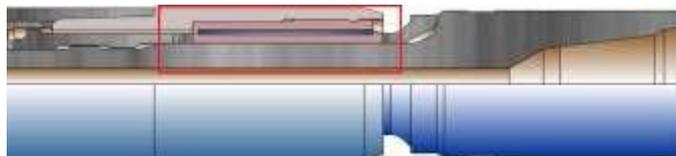


Рисунок 16 – Расположение радиальных опор в конструкции двигателя

Нижняя радиальная опора, совмещенная с ниппелем, расположена максимально близко к долоту. Эта схема позволяет снизить радиальные нагрузки максимально эффективно [10-11].



Рисунок 17 – Разрез шпиндельной секции ВЗД

1.2.3 Регулятор угла

Регулятор угла предназначен для перекося осей секций двигателя или самого двигателя относительно нижней части буровой колонны. Устанавливается регулятор между силовой и шпиндельной секцией либо над самим двигателем. Состав: два переводника, сердечник и зубчатая муфта.



Рисунок 18 – Общий вид регулятора угла перекося ВЗД

Конструктивное различие ВЗД с регулировочным узлом заключается в наличии зубчатой муфты (рисунок 18).

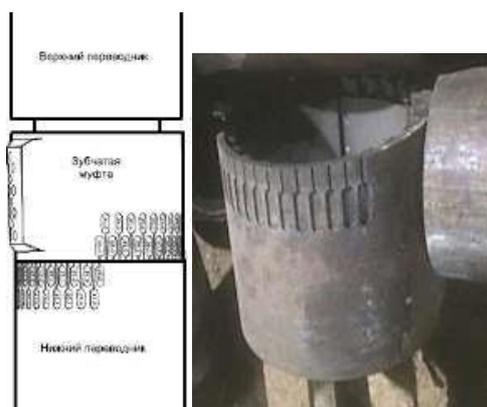


Рисунок 19 – Общий вид угла перекося ВЗД (слева), нижняя регулировочная зубчатая муфта с градуировкой угла перекося ВЗД (справа)



Рисунок 20 – Регулятор угла перекоса ВЗД в разрезе

Рассмотрим правила установки требуемого угла перекоса ВЗД.

1. Установить механические ключи (УМК) на верхнем и нижнем переводнике регулятора угла, как показано на рисунке 21;
2. Раскрепить, а затем отвернуть верхний переводник регулятора угла до появления зазора 15 – 20 мм в стыке между зубчатой муфтой и верхним переводником;

Строгое внимание уделить тому, чтобы зубчатая муфта и нижний переводник при отвороте находились в зацеплении!



Рисунок 21 – Порядок раскрепления угла перекоса двигателя

3. Поднять зубчатую муфту вверх до выхода из зацепления с зубцами нижнего переводника регулятора угла (рисунок 22). Удерживая муфту в верхнем

положении повернуть цепным ключом, либо УМК муфту по минимальному смещению до совпадения меток требуемого угла с нижним переводником.

Не допускается проворачивать метку $0^{\circ}00'$ муфты за метку $0^{\circ}00'$ нижнего переводника регулятора угла при вращении в противоположном направлении.

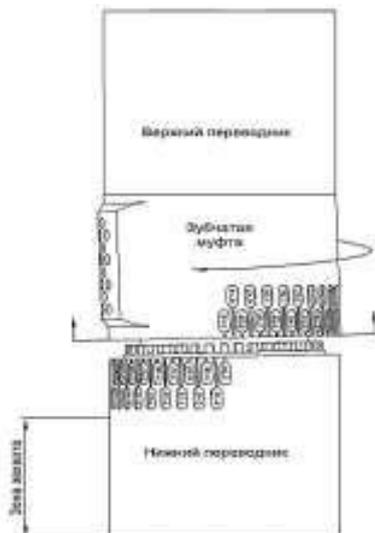


Рисунок 22 – Порядок выставления требуемого значения угла перекоса двигателя

4. Опустите зубчатую муфту до входа ее в зацепление с нижним переводником регулятора угла перекоса (рисунок 23).

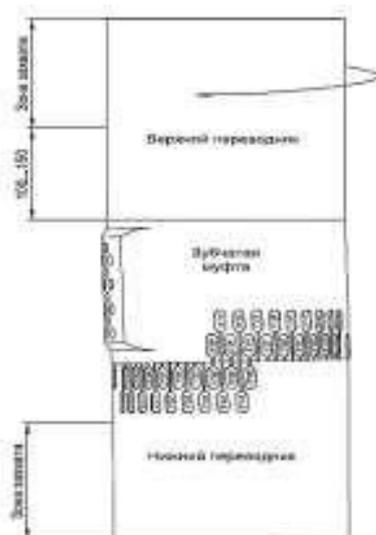


Рисунок 23 – Порядок установки муфты с нужным углом перекоса

5. Установите ключи также как при раскреплении. Заверните верхний переводник регулятора угла и закрепите моментом затяжки, указанным в таблице 1 (для каждого типоразмера ВЗД свой момент затяжки резьбовых соединений и соединения регулятора угла перекоса) [12-13].

Таблица 1 – Регламентированные моменты затяжки верхнего переводника регулятора угла перекоса ВЗД

Габариты ВЗД, мм	Момент затяжки, кгс*м
60	225±25
73,75	295±25
95,98	625±25
106	1300±50
120	1250±50
127	1350±50
172,176	3400±100
195	4900±100
210	5000±100
240	8000±100

Совпадающие значения одинаковых меток указывают на величину угла перекоса ВЗД.

В зависимости от производителя ВЗД и требований к техническим характеристикам, двигатели могут комплектоваться разными регуляторами угла перекоса. Наиболее часто используемые 0°00' - 2°00' и 0°00' - 3°00'.

Определение требуемого угла перекоса зависит от требуемой интенсивности искривления ствола скважины, измеряемая величиной **1 градус/10 метров** проходки. В свою очередь требуемая интенсивность искривления зависит от геологического разреза скважины и секции, под которую осуществляется бурение. Например, при бурении в Восточной Сибири типовой конструкцией скважин является: направление 324 мм, кондуктор 245 мм,

эксплуатационная колонна 168 мм, хвостовик 114 мм. Согласно прочностным характеристикам обсадных колонн данных типоразмеров устанавливается максимально допустимая интенсивность искривления скважины: ОК 324 мм и ОК 245 мм - $1^\circ/10\text{м}$; ОК 168 мм - $2^\circ/10\text{м}$; хвостовик 114мм - $3^\circ/10\text{м}$. Для каждого типоразмера двигателя в его паспорте приведена таблица с допустимой частотой вращения ВЗД при конкретном значении угла перекоса, а также возможная пространственная интенсивность. На рисунке 24 показан пример таблицы для типоразмера ВЗД 172 мм [13].

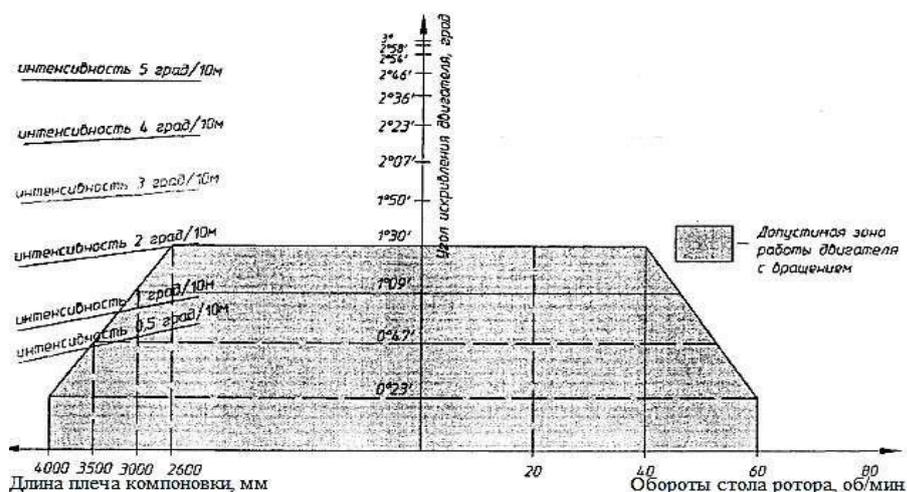


Рисунок 24 - Допустимые значения частоты вращения колонны бурильных труб и угол искривления винтового двигателя ДГР-172 в зависимости от длины нижнего плеча компоновки.

1.2.4 Дополнительные узлы

В данный раздел можно отнести конструктивные особенности ВЗД, которые не влияют на работоспособность самого двигателя, но выполняют другие немаловажные функции в составе винтового забойного двигателя.

1.2.4.1 Противоаварийные узлы

Винтовые забойные двигатели имеют достаточную прочность и надежность при эксплуатации в различных условиях, и удовлетворяют высоким требованиям Заказчика. Но для обеспечения безопасности работ, снижения

аварийности и уменьшения потерь потребителя, возникающих при аварийных ситуациях, все модели винтового забойного двигателя оснащаются устройством безопасности, предотвращающим падение инструмента при обрыве.

Данное устройство используется для защиты от падения ВЗД в скважину при разрушении корпуса или развинчивании резьбовых соединений, а также для повышения давления в системе при возникновении аварии, при этом обеспечивается быстрое обнаружение аварии персоналом и своевременный подъем оборудования (рисунок 25).



Рисунок 25 – Противоаварийный узел (rotorcatcher)

Конструктивно представляет втулку с гайкой вкрученная в ротор ВЗД, в рабочем состоянии двигателя гайка находится выше посадочного кольца, расположенного перед ротором ВЗД. В случае поломки двигателя по резьбовому соединению, либо корпусу, гайка садится в посадочное седло. Характерные признаки поломки ВЗД по корпусу и задействование rotor-catcher: резкий рост давления в нагнетательной линии при отрыве от забоя и падение давления при разгрузке на забое.

Переводник-предохранитель имеет два вида исполнения: сплошной (как показано на рисунке 25) и сквозной (с насадкой). Второй тип исполнения

используется в случае если есть необходимость интенсивной очистки забоя от шлама с повышенным расходом, не предусмотренным конструкцией ВЗД, то установив данную насадку, часть бурового раствора проходит не через зазоры статор-ротом, а внутри ротора и напрямую поступает к долоту, тем самым, не превышая допустимый расход промывочной жидкости на рабочую секцию ВЗД (рисунок 26). Данный компонент практически не используется в отечественном бурении [7,11].

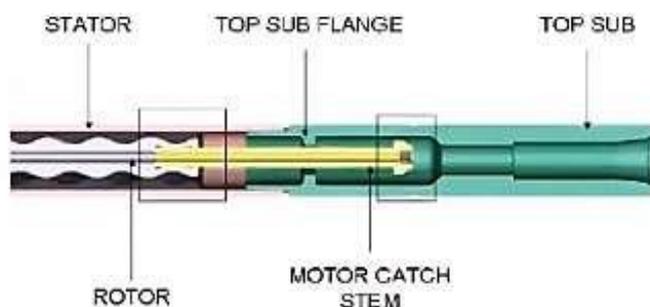


Рисунок 26 – Насадка предохранительного переводника на выходе из ротора
(желтая)

1.2.4.2 Клапан обратный; переливной (циркуляционный)

Клапан обратный (рисунок 27) устанавливается выше гидравлического забойного двигателя и предназначен для исключения попадания шлама в двигатель при спуске буровой колонны, а также для исключения нефтегазоводопроявлений (ГНВП) из скважины через буровые трубы при бурении нефтяных и газовых скважин.

Переливной клапан (рисунок 28) устанавливается над винтовым забойным двигателем и предназначен для сообщения внутренней полости буровых труб с затрубным пространством при спускоподъемных операциях. Применение клапана предназначено для уменьшения гидродинамического воздействия на забой при спуске и подъеме колонны. Также клапан предохраняет ВЗД от шламования и холостого вращения. При подъеме, клапан исключает неконтролируемый розлив промывочной жидкости («сифон») [10-11].



Рисунок 27 – Самый распространенный тип обратных клапанов отечественных производителей



Рисунок 28 – Переливной клапан ВЗД

1.2.4.3 Фильтр двигателя (шламоуловитель)

Назначение фильтров двигателя (рисунок 29) – защита гидравлических забойных двигателей (ГЗД), телесистем (ТС) и элементов компоновки низа буровой колонны от попадания крупного шлама и посторонних предметов. Фильтры устанавливаются непосредственно над ГЗД или выше ТС. Эксплуатация фильтров производится при буровых растворах плотностью до 2000 кг/м³ и при забойной температуре до 150 °С. Максимальное содержание

песка растворе для фильтров не должно превышать 2% и 8% для шламоуловителей. Очистка шламоуловителей может производиться непосредственно на буровой. Принцип действия: фильтры содержат сменный фильтрующий элемент щелевого типа, который механически препятствует попаданию крупной фракции. Перепад давления составляет не более 0,6 МПа при максимальном расходе при незасоренном фильтрующем элементе [11].



Рисунок 29 – Щелевой фильтр ВЗД

1.2.4.4 Центратор-стабилизатор шпиндельной секции

Устанавливаются на шпиндельную секцию двигателя. Служат для симметричного расположения двигателя в процессе бурения. Влияют на поддержание зенитного угла при роторном режиме бурения с ВЗД. Центраторы имеют как сменное исполнение, так и встроенное в корпус ВЗД (рисунок 30) [10].

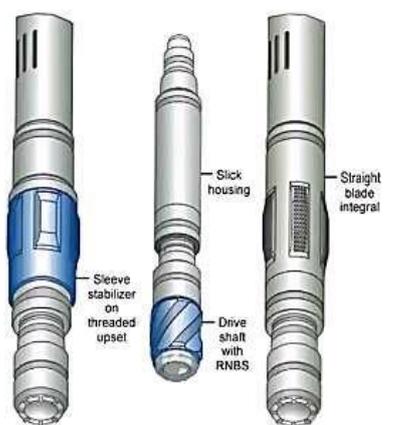


Рисунок 30 – Центраторы ВЗД (слева, в центре – сменный вид исполнения; справа – встроенный)

1.2.5 Блок-схема конструкции ВЗД

Таким образом, винтовой забойный двигатель, можно представить в виде блок-схемы (рисунок 31):



Рисунок 31– Блок-схема конструкции ВЗД

2 Исследование нагрузочных характеристик винтовых забойных двигателей

Характеристика винтового забойного двигателя – зависимость между основными техническими показателями. Характеристики служат для поддержания режима бурения в процессе долбления. А также для подбора оптимального режима бурения. С помощью этих характеристик производится поиск способов совершенствования двигателей и технологий бурения с использованием этих двигателей.

В настоящее время в зарубежных и отечественных компаниях предусматривают стендовые испытания ВЗД с помощью современных программ бурения. Испытания предназначены для получения фактических характеристик двигателей (рисунок 32). Даже при дополнительных расходах возможно эффективное использование гидродвигателя, в том числе, оптимальное регулирование режима промывки скважины. А также контролировать нагрузку на долото по давлению на стояке. В результате это приводит к увеличению технико-экономических показателей процесса бурения.

2.1 Характеристики ВЗД

Винтовой забойный двигатель относится к объемным гидромашинам. В теории объемных гидромашин, существуют две основные характеристики, которые строятся при постоянных значениях расхода, плотности и вязкости жидкости:

- механическую – зависимость между угловой скоростью ω (частотой вращения n) и крутящим моментом M гидродвигателя;
- гидромеханическую – зависимость между перепадом давления P в гидродвигателе и крутящим моментом M .

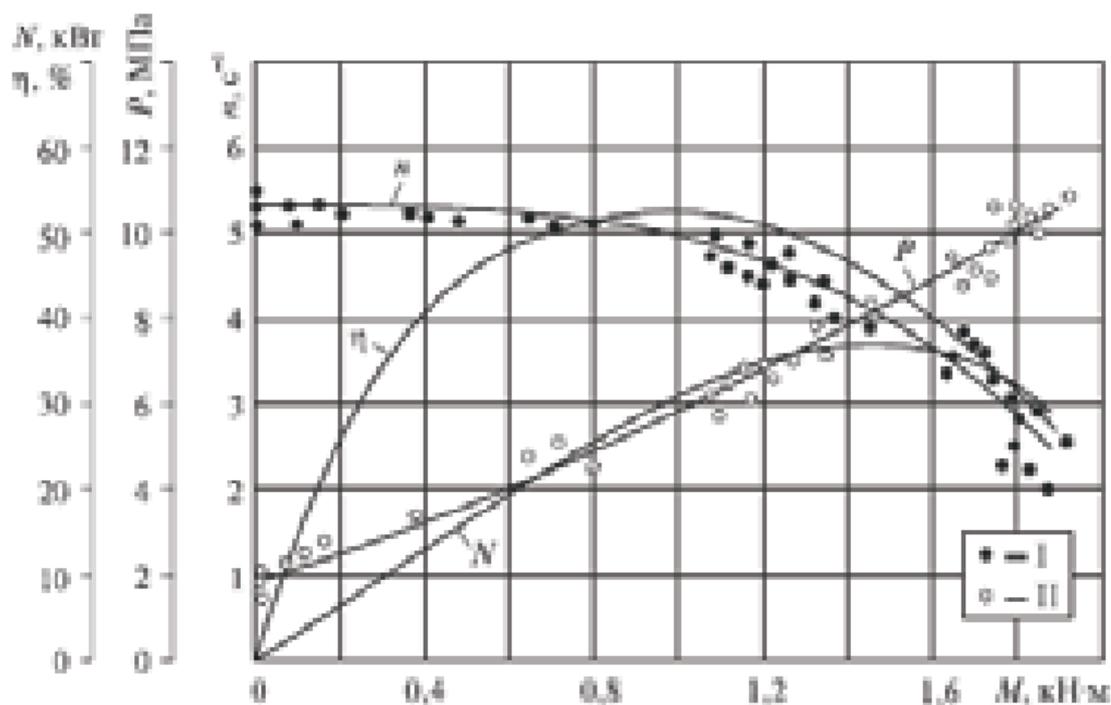


Рисунок 32. Стендовая характеристика ВЗД диаметром 105 мм ($Q = 10$ л/с)

На основании первичных характеристик производится энергетический расчет гидродвигателя: зависимости мощность и КПД от крутящего момента. ВЗД это объемная гидромашина, у которой реальные (без учета потерь) характеристики (рисунок 33, б) значительно отличаются от идеальных (рисунок 33, а). Перепад давления линейно увеличивается с ростом крутящего момента (рисунок 32). Частота вращения двигателя сначала снижается незначительно, но с приближением к тормозному режиму – резко уменьшается. Кривые мощности и КПД имеют экстремальный характер. Эта особенность характеристик ВЗД связана с нестандартной конструкцией рабочих органов, а именно наличием у статора эластичной обкладки, что приводит к явлению переменного положения ротора при его движении внутри статора и сопровождается смещением центра ротора относительно его номинального положения в соответствии с идеальной геометрией циклоидального зацепления РО, и появлением одностороннего зазора, образуемого между винтовыми поверхностями ротора и статора по длине контактной линии, который в свою очередь определяет расход утечек и нагрузочную способность гидромашин.

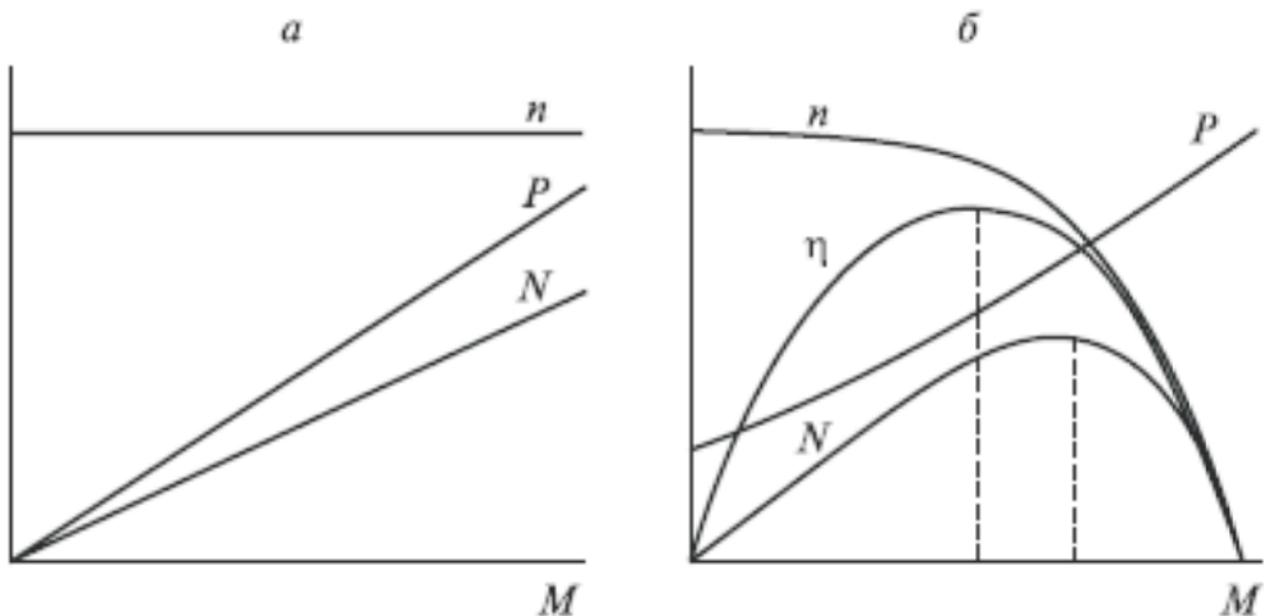


Рисунок 33. Характеристики ВЗД: а – идеальная; б – реальная

Различают четыре основных режима: холостой ($M=0$; $P=P_x$), оптимальный (максимального КПД), экстремальный (максимальной мощности) и тормозной ($n = 0$; $P=P_t$).

Рабочий режим ВЗД принимается соответствующим экстремальному (паспортные данные двигателя приводятся для данного режима) или режиму максимально допустимого перепада давления (ограниченного объемным КПД или контактными напряжениями в паре). Некоторые компании в своих каталогах приводят рекомендуемые значения допускаемого полного (P) или дифференциального ($\Delta p = P - P_x$) перепада давления.

Оптимальный режим смещен влево по отношению к экстремальному (рисунок 33, б), т.е. наступает при меньших значениях крутящего момента. Как правило, кривая экстремальный режим, соответствующий условиям наиболее эффективного разрушения горных пород, проходит рядом с границей зоны устойчивой работы ВЗД, при достижении которой дальнейшее увеличение нагрузки приводит к торможению двигателя.

Непостоянство перепада давления в различных режимах ($P = P_x \div P_t$) – особенность характеристик ВЗД, позволяющая использовать его в качестве

индикатора процесса бурения в системах с ручным и автоматизированным управлением.

2.2 Влияние различных факторов на характеристики ВЗД

В общем случае при определенном режиме эксплуатации характеристики ВЗД зависят от:

- геометрических параметров РО (кинематического отношения i , формы профиля, контурного диаметра D_k , шага T , числа шагов k , натяга δ , толщины эластичной обкладки статора) (рисунки 34-37);

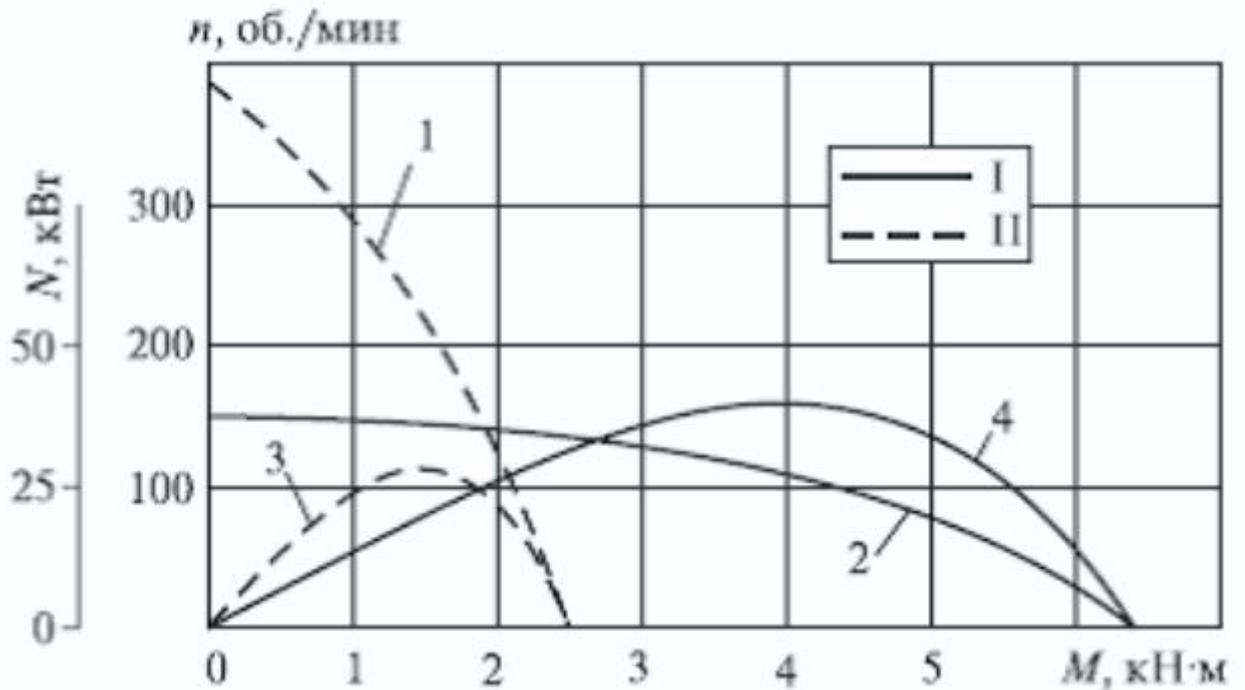


Рисунок 34. Сравнение характеристик ВЗД с различным кинематическим отношением ($Q=22$ л/с): I – $i=9:10$; II – $i=1:2$; 1, 2 – $n=f(M)$; 3, 4 – $N=f(M)$

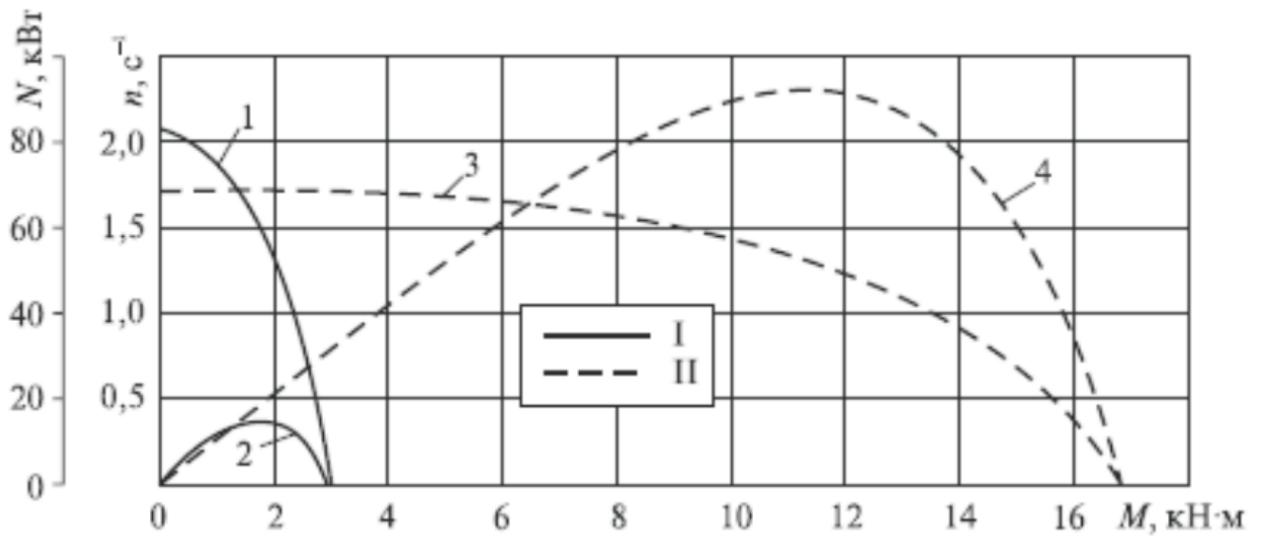


Рисунок 35. Влияние контурного диаметра на характеристики ВЗД: I – $D_k = 120$ мм; II – $D_k = 240$ мм; 1, 3 – $n=f(M)$; 2,4 – $N=f(M)$

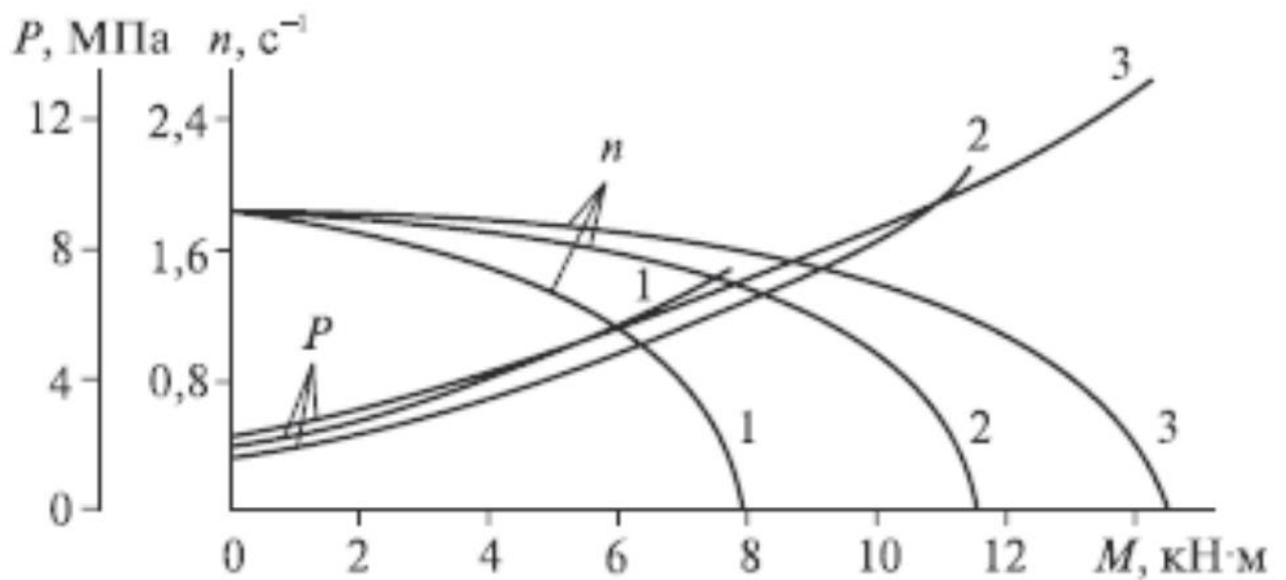


Рисунок 36. Влияние длины РО на характеристики ВЗД диаметром 195 мм: 1 – $k=2$; 2 – $k=2,8$; 3 – $k=3,5$

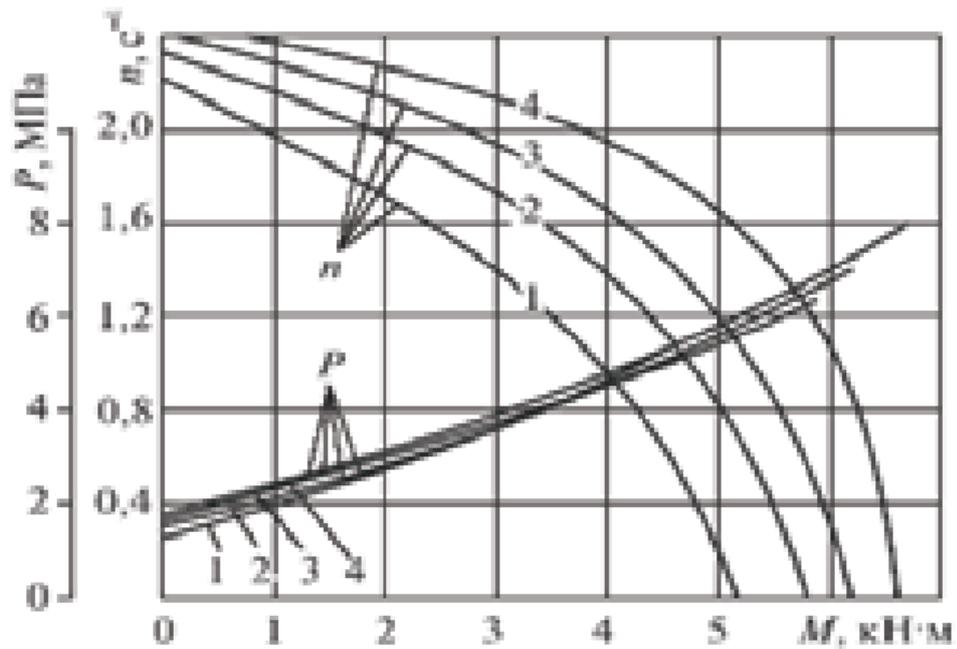


Рисунок 37. Влияние натяга на характеристику винтового забойного двигателя Д1-195 ($Q=32$ л/с, $i=9:10$, длина активной части статора 1800 мм): 1 – $\delta=-0,6$ мм; 2 – $\delta=-0,3$ мм; 3 – $\delta=0$ мм; 4 – $\delta=0,3$ мм

- объемного расхода жидкости (рисунок 38);

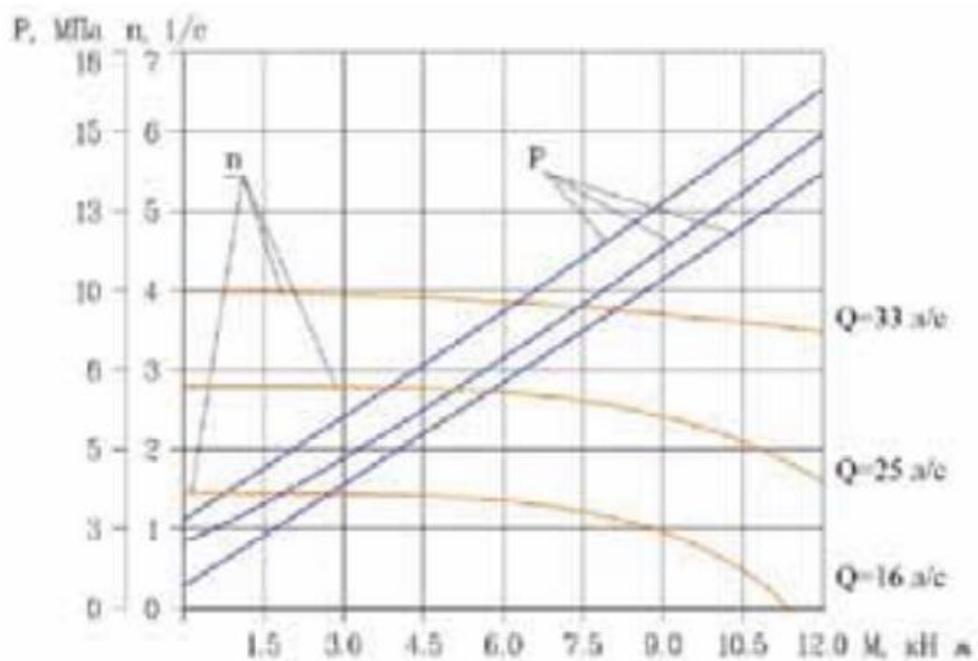


Рисунок 38. Влияние расхода жидкости на характеристики ВЗД диаметром 176 мм

- показателей свойств рабочей жидкости (плотность, вязкость, газосодержание) (рисунок 39) и давления на входе гидромашины;

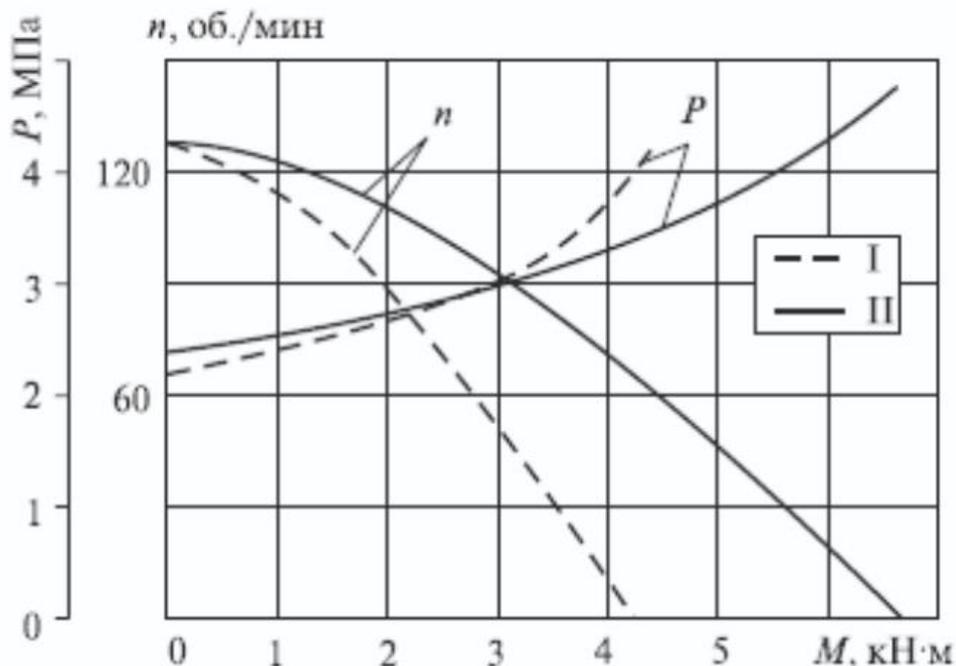


Рисунок 39. Влияние плотности жидкости на характеристики двигателя Д1-195 ($Q=30$ л/с; $\delta = 0$): I – вода; II – глинистый раствор ($\rho=1,12$ г/см³)

- физико-механических свойств материалов пары ротор-статор (плотности, модуля упругости, твердости);
- качества изготовления РО и сборки ВЗД;
- конструктивных особенностей (исполнение РО, соединение ротора и выходного вала, общая компоновка двигателя и КНБК);
- степени износа и набухания РО.

Для одновинтовых гидромашин физико-механические свойства обкладки статора являются одним из основных факторов, определяющих особенности рабочего процесса и характеристики гидромашины.

Влияние упругих свойств (твердости) и толщины эластичной обкладки статора на характеристики ВЗД во многом тождественно влиянию числа шагов или натяга в паре, поскольку от упругих свойств и толщины (включая и степень разнотолщинности обкладки во впадинах и выступах зубьев) зависит радиальная

деформация эластомера статора и в конечном счете фактический натяг (зазор) в паре.

Упругие свойства эластомера существенным образом влияют на размеры зазора, образующегося на проточной части линии контакта РО, что определяет объёмный КПД и нагрузочную способность гидромашины.

Кроме того, упругие свойства эластомера оказывают влияние на механические потери при относительном движении РО на уплотнительной части линии контакта, что определяет механический КПД и пусковые свойства гидромашины.

Наглядным подтверждением влияния упругих свойств эластомера на характеристики ВЗД является сопоставление характеристик отечественных двигателей (рисунок 40) с традиционной конструкцией статора (Д2-195) и профилированным статором (Д2-195П), находящим все большее распространение в современных технологиях бурения. Применение ВЗД со статорами, оснащенными обкладками с равномерной толщиной эластомера обеспечивает следующие преимущества:

- увеличение жесткости обкладки статора, что уменьшает утечки жидкости в РО и тем самым обеспечивает повышение нагрузочной способности двигателя и исключение тормозных режимов, минимальный диапазон изменения частоты вращения в рабочей части характеристики, увеличение КПД (на 5–10%);
- уменьшение влияния перекашивающего момента в РО, что минимизирует искажение циклоидального зацепления;
- снижение и равномерное распределение деформации эластичной обкладки в результате воздействия температур и давлений жидкости, что уменьшает влияние забойных факторов на стабильность работы двигателя;
- улучшение отвода тепла от рабочих поверхностей, что повышает сопротивление циклическим нагрузкам;
- снижение амплитуды поперечных вибраций, что обеспечивает повышение стойкости шпиндельной секции, породоразрушающего инструмента

и резьбовых соединений КНБК, а также более стабильную работу телеметрической системы контроля забойных параметров.

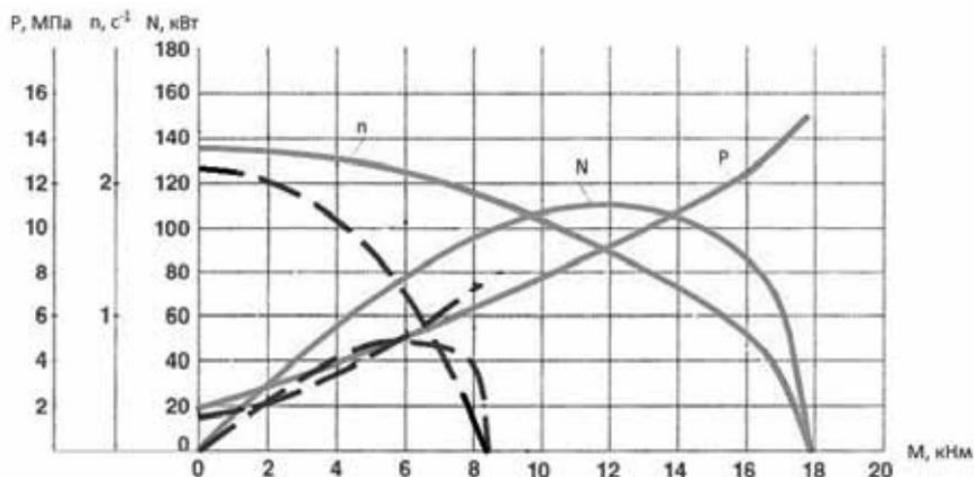


Рисунок 40 Влияние неравномерности толщины обкладки статора на характеристику ВЗД производства ПНМР ($Q=30$ л/с, $i=9:10$, $\delta=0,1$ мм, длина активной части статора 1,8 м): - - - Д2-195; — Д2-195П

В результате стендовых и промысловых испытаний ВЗД с профилированными статорами, проведенных ООО «ВНИИБТ–БИ» и ОАО «Пермнефемашремонт» [13], установлено, что по сравнению с обычными двигателями:

- на 30–100% увеличивается крутящий момент ВЗД, что позволяет в 1,5–2 раза увеличить механическую скорость бурения и вести эффективную отработку долот в условиях перемежающихся по твердости горных пород;
- снижается износ РО и в 2–3 раза увеличивается долговечность ВЗД (минимальный межремонтный период двигателя с профилированной рабочей парой – 250 ч);
- обеспечивается стабильность характеристик ВЗД при его длительной эксплуатации; повышается эффективность реализации технологий наклонно направленного и горизонтального бурения за счет возможного сокращения длины ВЗД (при сохранении энергетических параметров) и повышения точности измерения забойных параметров (более близкое расположение измерительных приборов к долоту); появляется возможность применения моментоемких долот

типа PDC при нагрузке на долото до 300 кН (в габарите двигателя 195 и 240 мм), что также способствует повышению механической скорости бурения.

2.2 Влияние конструкции на характеристики ВЗД

С целью сравнения параметров колебаний и стендовых характеристик ВЗД, проверки выводов о преимуществах конструкции двигателя с полым ротором и торсионом, размещенным внутри него, проведены сравнительные стендовые испытания.

Испытания проводились на двигателях диаметром 195 мм с использованием деталей и узлов двигателей Д1-195 и Д2-195. Испытывались в одинаковых условиях три варианта двигателя: двигатель Д1-195 со сплошным ротором и двухшарнирным карданным валом, двигатель с полым ротором и карданным валом, двигатель Д2-195 с полым ротором и торсионом. Во всех вариантах использовались одни и те же шпиндель, статор, полый ротор и карданный вал. Диаметры полого и сплошного роторов были равны. Масса сплошного ротора составляла 165, полого-80 кг. Торсион имел рабочую часть длиной 2000 и диаметром 50 мм. Натяг в рабочей паре перед началом испытаний был равен 0,4 мм. Ввиду малой продолжительности испытаний (30-40 минут работы для каждого варианта) изменение натяга в рабочей паре в ходе испытаний не учитывалось.

Испытания проводились на горизонтальном стенде Пермского филиала ВНИИБТ, обеспечивающем достаточную точность получения параметров стендовой характеристики ВЗД и равенство условий закрепления двигателей на стенде.

При испытаниях замерялись и фиксировались на ленте самописца значения расхода перепада давления жидкости на двигателе АР, частоты вращения вала двигателя n и крутящего момента M . С целью определения влияния массы ротора и способа соединения ротора с валом шпинделя производились замеры параметров поперечных колебаний корпуса двигателя. Для этого предварительно протарированный на вибростенде датчик вибраций,

один и тот же для всех двигателей, устанавливался попеременно на верхнюю часть корпуса шпинделя или на середину статора.

Полученные характеристики двигателей показаны на рисунке 41. Сравнение характеристик и уровня вибраций двигателя с торсионом и полым ротором (Д2-195) с двигателем Д1-195 показывает преимущества такой конструкции двигателя. Двигатель Д2-195 развивает эффективную мощность 73 кВт, имеет тормозной момент 8,0 кНм и эффективный КПД 42% против 65 кВт, 7,2 кНм и 37% соответственно у двигателя Д1-195. Уровень поперечных вибраций двигателя Д2-195 при работе на данном стенде в 2,5-5 раз меньше, чем у двигателя Д1-195.

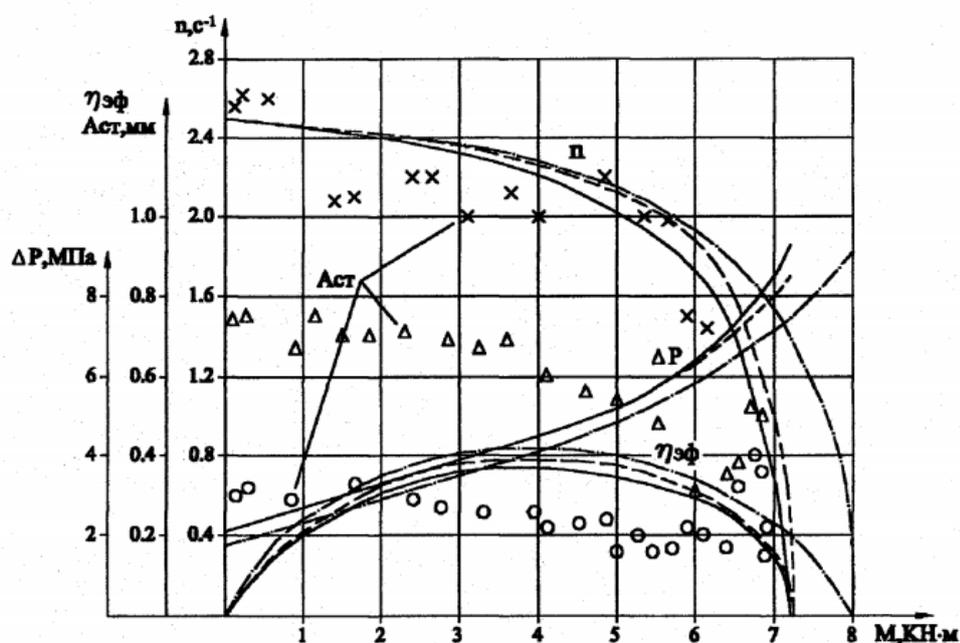


Рисунок 41. Стендовые характеристики двигателей различных конструкций на расходе 33 л/с x - двигатель Д1-195 со сплошным ротором и карданным валом, Δ - двигатель с полым ротором и карданным валом, o - двигатель Д2-195 с полым ротором и торсионом А - амплитуда колебаний статора пэф. - эффективный КПД двигателя

Следует отметить, что снижение вибраций двигателя Д2-195 по сравнению с двигателем Д1-195 обусловлено двумя факторами: уменьшением массы ротора с 165 до 80 кг и преимуществами конструкции с торсионом,

размещенным в полости ротора (уменьшением величины и изменением направления действия некоторых сил, стабилизирующим влиянием торсиона).

Для оценки раздельного влияния этих факторов и проводились испытания промежуточного варианта двигателя с полым ротором и карданом. Получено, что амплитуда колебаний такого двигателя в среднем в 1,8 раза ниже, чем у двигателя Д1-195, и в два раза выше, чем у двигателя Д2-195. Следовательно, снижение интенсивности поперечных колебаний двигателя Д2-195 по сравнению с двигателем Д1-195 обусловлено не только снижением массы ротора, но и заменой карданного вала на торсион, размещенный внутри полости ротора.

Таким образом, в результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований получено, что конструкция двигателя с полым ротором и торсионом, размещенным внутри него, наиболее выгодна с точки зрения уровня поперечных вибраций. Переход к такой конструкции двигателя от конструкции со сплошным ротором и карданным валом приводит к существенному снижению уровня поперечных вибраций, улучшению энергетической характеристики двигателя, снижению потерь мощности на колебания и, в результате, к повышению стойкости двигателя.

С целью проверки результатов теоретических исследований, определения работоспособности и особенностей работы двигателей с торсионами проведены стендовые испытания двигателей в габарите 195 мм с торсионами длиной 2 м и диаметром 50,60 и 70 мм. В ходе испытаний снималась стендовая характеристика двигателей при работе на воде с расходом 33 л/с. Для этого двигатель, закрепленный на горизонтальном стенде, нагружался крутящим моментом и производился замер значений расхода воды Q , частоты вращения вала n и перепада давления на двигателе. Кроме того, для сравнения величины вибраций двигателей с торсионами различного диаметра производился замер параметров поперечных колебаний корпуса двигателей во всем диапазоне нагружения крутящим моментом при одинаковых условиях закрепления двигателей на стенде. Полученные стендовые характеристики приведены на рисунке 42.

Сравнение характеристик показывает, что двигатель с торсионом диаметром 50 мм имеет наибольшие значения тормозного момента (8,0 кНм против 6,9 и 6,8 кНм у двигателей с торсионами диаметром 60 и 70 мм) и эффективного КПД $\eta_{\text{эф}}$ (0,42 против 0,36 и 0,34), а также развивает большую эффективную мощность (73 кВт против 64 и 57). В рабочем режиме этот двигатель имеет меньший на 0,3-0,5 МПа перепад давления и несколько большую частоту вращения. Амплитуда A поперечных колебаний корпуса двигателя с торсионом диаметром 50 мм в 1,5-2 раза ниже, чем у двигателей с торсионами диаметром 60 и 70 мм.

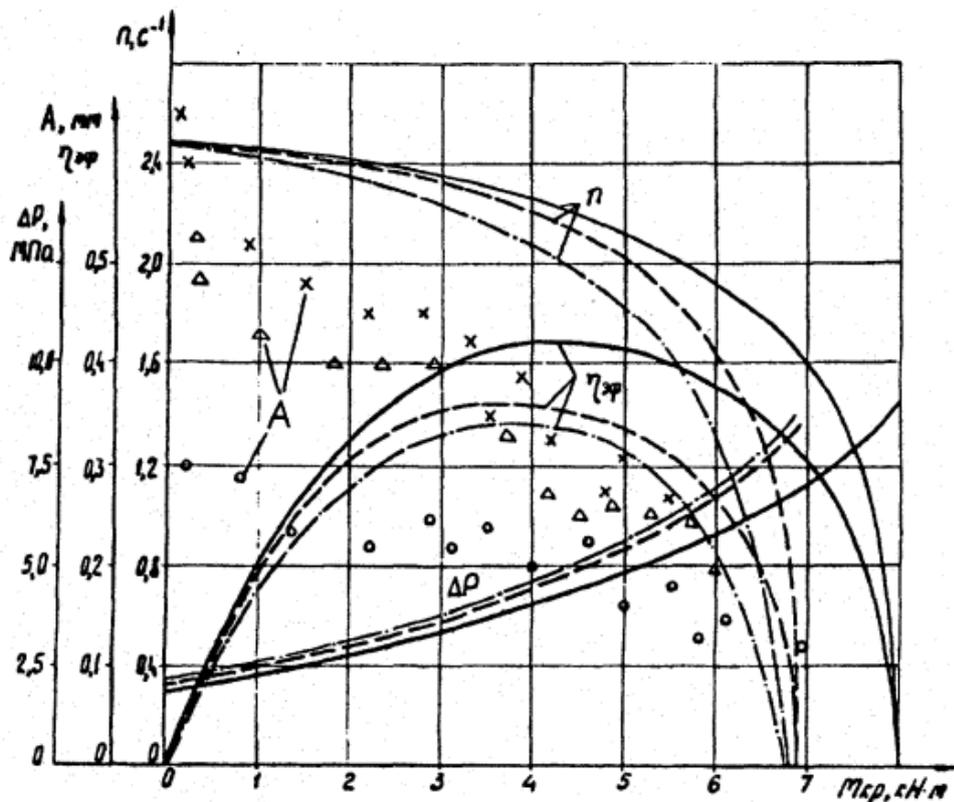


Рисунок 42. Стендовые характеристики двигателя диаметров 195 мм с торсионами различного диаметра ($p = 33$ л/с, натяг в рабочей паре 0,4 мм). с торсионом диаметром 50 мм — с торсионом диаметром 60 мм x, . — с торсионом диаметром 70 мм

При ревизии после испытаний износа деталей двигателя и следов касания торсионом стенок не обнаружено, что подтверждает выводы о достаточной прочности и устойчивости торсионов.

Таким образом, разработана инженерная методика выбора размеров торсионов, не теряющих продольную устойчивость, достаточно прочных для передачи осевой нагрузки и крутящего момента и, вместе с тем, оказывающих минимальное воздействие на работу других деталей и узлов двигателя.

3. Анализ причин преждевременного выхода из строя винтовых забойных двигателей

Винтовые забойные двигатели, разработанные ВНИИБТ, широко используются при низкооборотном бурении скважин. Очевидны преимущества ВЗД: небольшие осевые размеры и масса; небольшой перепад давления; простота ремонта; возможность получения необходимых рабочих характеристик двигателя путем замены рабочих органов.

В последние годы все большее применение находят шарошечные долота с высоким ресурсом работы, а также долота с алмазным вооружением типа РОС-ТХ 445, БИТ 214,3 С2, требующие надежного высокомоментного привода. Для эффективного использования высокомоментных долот крутящий момент на валу привода должен быть не менее 10-12 кН.м.

Однако, несмотря на большую проводимую в Пермском филиале ВНИИБТ работу по совершенствованию рабочих органов ВЗД, крутящий момент на валу, надёжность и ресурс работы отечественных винтовых двигателей остаются недостаточными для эффективного применения современных долот.

Средняя величина межремонтного периода наиболее известного отечественного двигателя Д2-195 составляет 80-90 часов, что многократно уступает показателю наработки на отказ двигательных секций высокооборотного турбобура ЗТСШ1-195 (350 часов). Ресурс работы рабочего органа ВЗД составляет всего 90 часов, из-за чего стоимость работы отечественными двигателями Д2-195 выше стоимости работ двигателями зарубежного производства, имеющих ресурс работы двигательной секции более 700 часов. Показатели работы двигателя Д5-195 с длиной активной части 2400 мм отличаются в лучшую сторону не более чем на 20-30% и не устраняют в полной мере указанные недостатки.

Низкая надёжность ВЗД снижает эффективность их применения при строительстве скважин. Количество прерванных долблений из-за внезапных

отказов ВЗД достаточно велико и достигает 35% от общего их количества, что приводит к дополнительным затратам на СПО, снижению технологических показателей и качества керна, увеличивает расход долот. Внезапные отказы двигателей негативно влияют на качество вскрытия продуктивных пластов и на стабильность стенок скважин.

Анализ работы ВЗД показывает, что основными причинами отказа являются износ одного или нескольких из нижеперечисленных узлов (рисунок 43):

1. Разрушение резины статора при наработке
2. Сломы гибких валов (торсионов)
3. Износ осевых, радиальных опор
4. Износ ротора по диаметру
5. Износ статора

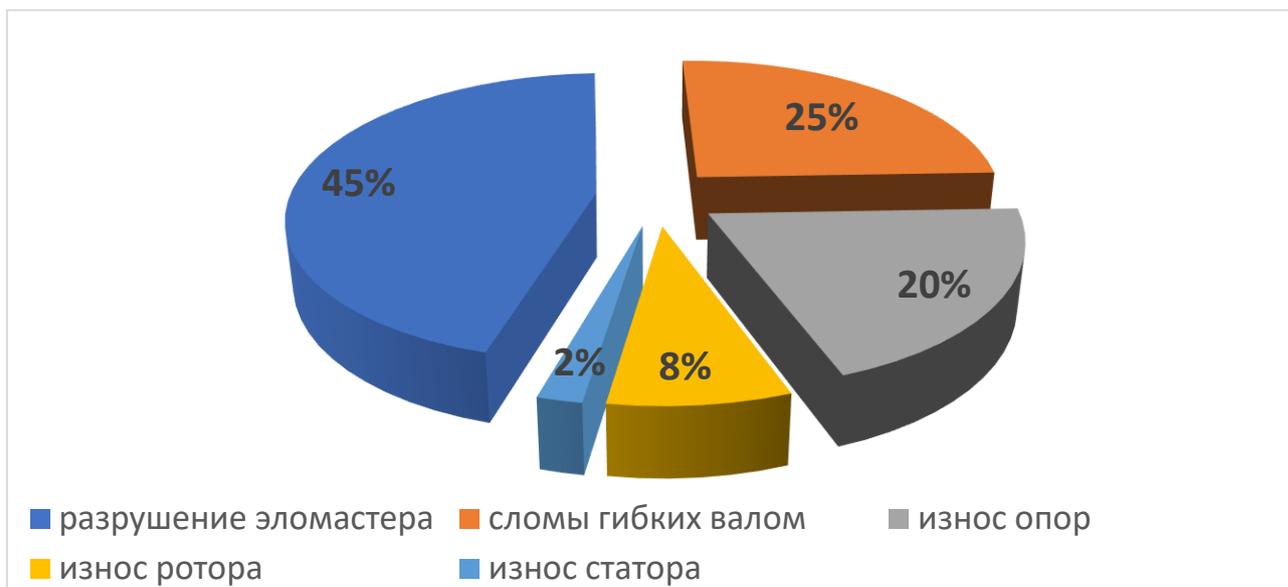


Рисунок 43 – Причины отказа ВЗД

3.1 Анализ причин износа резиновой обкладки статора

При эксплуатации ВЗД рабочие органы подвергаются различным видам износа: гидроабразивному, фрикционному, усталостному, а также при воздействии повышенных температур и давлений – эрозионному и коррозионно-механическому [22, 28].

Основными причинами разрушения резиновой обкладки статора на основании данных с производства выделяют следующие:

- перегрузка двигателя крутящим моментом из-за повышенного перепада давления промывочной жидкости в РО;
- усталостное разрушение резиновой обкладки статора; - износ рабочих поверхностей статора и ротора.
- разрушение эластомера под действием термического воздействия;

Во время торможения двигателя при действии очень большого перепада давления в рабочих органах, прихватах долота, нарушении технологии бурения происходит большая деформация зубьев резиновой обкладки статора, которая может привести к возникновению напряжений, превышающих предел прочности резины, ведущие к ее вырыванию (рисунок 44).



Рисунок 44 – Вид обкладки статора после вырывания резины

Износ рабочих поверхностей статора и ротора в процессе эксплуатации двигателя неизбежен. Однако по причине множества факторов износ может быть многократно ускорен и выход двигателя из строя произойдет раньше паспортного межремонтного периода. К таким факторам, негативно влияющим на ресурс рабочей пары и эластомер ВЗД, выделяют: агрессивный состав бурового раствора (высокое содержание углеводородной фазы, солей и др.); не соответствие температуры эксплуатации эластомера на забое, высокое содержание частиц абразива и твердой фазы [18, 6]. На рисунке 45 приведен пример износа элементов рабочей пары двигателя.

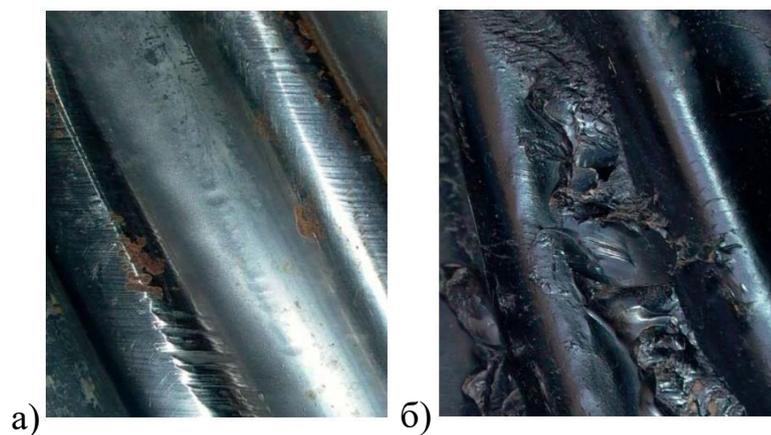


Рисунок 45 – Износ поверхностей рабочей пары: а) ротора; б) обкладки статора

Так же агрессивная среда помимо прямого действия на резиновую обкладку оказывает косвенное воздействие через износ ротора. Абразивный износ поверхности и действие агрессивной среды служат катализатором процесса коррозии ротора ВЗД, который в результате износа начинает резать эластомер рисунок 46.



Рисунок 46 – Коррозионный износ ротора

Резина является вязкоэластичным материалом, часть механической энергии деформации преобразуется в тепловую энергию. Под действием постоянных циклических нагрузок со стороны ротора в эластомерной обкладке статора возникает эффект гистерезиса. Под действием этого эффекта после каждого цикла происходит выделение тепла. Тепло аккумулируется в центре резинового зуба статора, вследствие низкой теплопроводности резины и плохого отвода тепла к металлическому остову статора [1]. На рисунке 47 представлено распределение температур, полученное в результате исследований фирмой «Радиус-Сервис». Условия, при которых были получены

данные значения температур, следующие: расход промывочной жидкости 35 л/с, температура раствора 60 °С, перепад давления на двигателе 45 кгс/см², время испытания 30 минут.

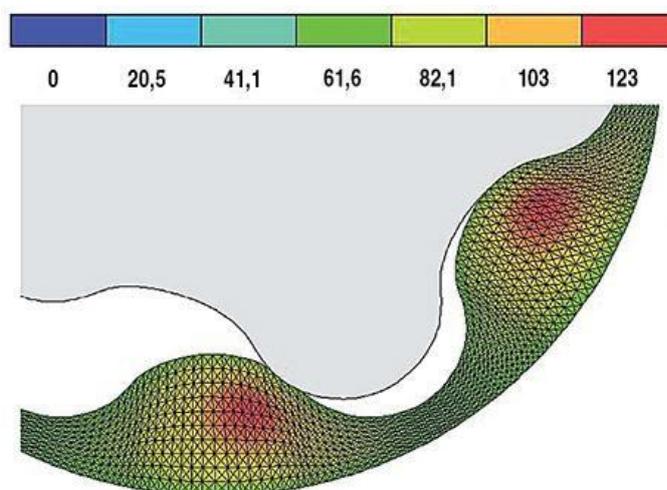


Рисунок 47 – Распределение температур при работе двигателя в резиновой обкладке статора

Из-за высоких температур в зубьях эластомерной обкладки резина начинает терять свои упругие свойства и становится хрупкой, после чего в ней могут образовываться трещины, которые разрастаются и приводят к отрыванию зуба. Результат самонагрева резиновой обкладки в поперечном сечении приведен на рисунке 48. [1]

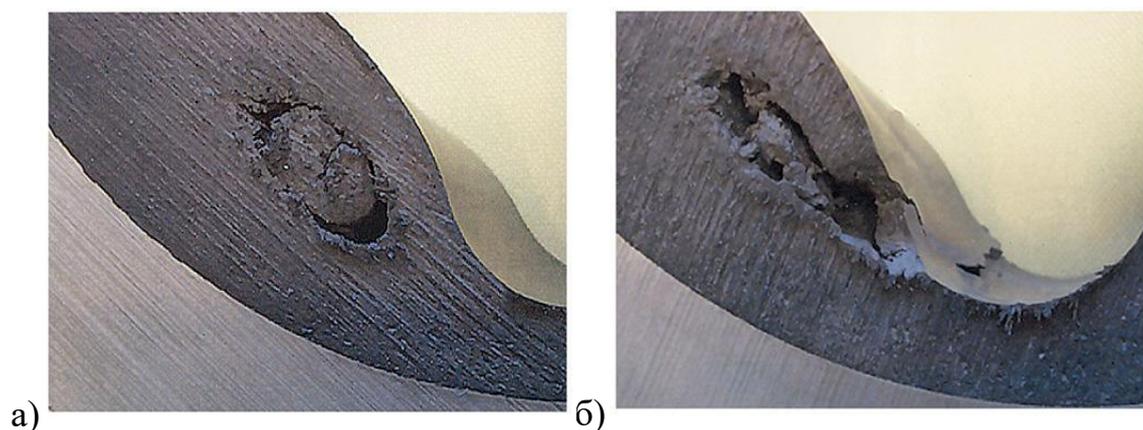


Рисунок 48 – а) начало разрушения эластомерной обкладки в центре зуба; б) развившееся разрушение резины

Еще одним фактором, негативно влияющим на срок службы двигателя, является неправильно подобранный диаметральный натяг при вулканизации резины, а также его изменение в процессе наработки. Строго говоря, натяг

оказывает влияние на рабочий объем винтового забойного двигателя. При слишком высоком натяге, напряжения в резине и потери трения значительно увеличиваются, и срок службы статора снижается. Низкие значения диаметрального натяга в результате износа приводят к значительному снижению КПД двигателя [10, 13].

Таким образом, на сегодняшний день существует множество проблем, приводящих к преждевременному выходу эластомерной обкладки ВЗД из строя. Все перечисленные проблемы в совокупности требуют качественных методов решения.

3.2 Анализ причин выхода из строя гибкого вала

Выход из строя торсиона, который служит для устранения эксцентриситета, вызванного геометрией винтовой пары, прежде всего связан с его изломом. Рассмотрим в качестве примера двигатель Д5-195. Полный вал (винт) двигателя дает ряд преимуществ, таких, как уменьшение веса (металлоемкость), и, естественно, экономию затрат на изготовление. Но при этом торсион, расположенный во внутренней полости полого вала двигателя, является слабым звеном механизма. Одной из причин излома торсиона является его рабочая длина, не рассчитанная на большие реактивные моменты в процессе бурения. Выпускаемые ранее двигатели, например Д1-195, имели цельнолитой вал (винт) с торсионом, закрепленным в нижней части. Как показала статистика, отказов двигателя по указанным причинам на протяжении 10 лет не наблюдалось. На рисунке 49 представлен график аварий. Из графика видно, что количество отказов ВЗД за 2006 г., происходящих по причине излома торсиона в верхней части, достигает 6.

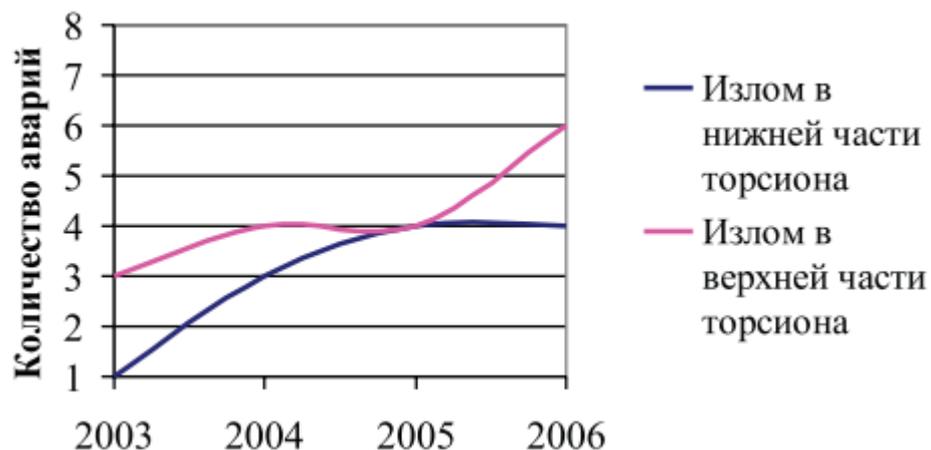


Рисунок 49 – Количество аварий за период с 2003 по 2006 гг. по причинам излома торсиона Д5-195

На рисунке 50 представлен торсион Д5-195. Зона 1 расположена в месте выхода из контакта с внутренней полостью винта на расстоянии Б (от 400 мм), зона 2 — непосредственно в нижней части торсиона и переходного конуса под проточную шлицевую муфту.



Рисунок 50 – Торсион Д5-195 с указанием участков аварийно-опасных зон

Увеличение числа изломов в верхней части, по сравнению с нижней частью торсиона, связано с возрастанием реактивного момента в зоне 1. Данный факт свидетельствует о необходимости усовершенствования узла ВЗД. Решение данной проблемы возможно в направлениях:

- увеличение прочностных характеристик торсиона;
- использование кардана, либо торсиона, крепление которого обеспечивается посредством резьбового соединения с установкой радиально-упорного шарикоподшипника в нижней части цельнолитого вала (винта);
- разработка устройства, предотвращающего излом торсиона.

Изготовление торсиона, направленное на увеличение прочностных характеристик, а именно — улучшение показателей работы данного элемента на изгиб и скручивание, требует введения дополнительных легирующих компонентов в состав материала с корректировкой технологии изготовления. Усиление пластических свойств металла, с сохранением его прочности, позволит избежать поперечного хрупкого излома в наиболее опасном сечении торсиона.

Второй аспект можно решить возвратом к выпуску цельнолитого вала (винта) на примере производства ранее существующей модели ВЗД Д1-195 с дополнительной модернизацией соединительного элемента «винт — торсион».

С целью предотвращения излома торсиона Д5-195 на базе НИПИ ТСС ТюмГНГУ проведена разработка предохранительной кулачковой муфты предельного момента вращения. Муфта содержит установленную на валу свободно ведущую и с возможностью осевого перемещения по шлицам (до 20 мм) ведомую полумуфты, соединенную кулачками. Данное устройство устанавливается в качестве наддолотного переводника (либо в шпинделе двигателя), что позволяет без конструктивных изменений элементов двигателя ликвидировать возникающий критический реактивный момент в процессе бурения скважин.

Решение данных вопросов позволит не только продлить срок службы винтовых забойных двигателей, выйти на технически новый уровень в создании машин героторного типа, но и избежать огромных материальных затрат, связанных с аварийностью в процессе проводки скважин.

4 Расчёт на прочность и продольную устойчивость вращающегося гибкого вала винтового забойного двигателя

Расчет гибкого вала (ГВ) на устойчивость, испытывающего сжимающие нагрузки, является необходимым этапом проектирования ВЗД. Он подобен классической задаче Эйлера об устойчивости (продольном изгибе) стержня. Особенностью расчета является несоосность концов вала и стационарность граничных условий, а именно: распределенность опорной реакции одного из концов вала, соединенного с ротором.

При ориентировочных расчетах для оценки продольной устойчивости сжатого ГВ можно определить критическую осевую силу по формуле Эйлера

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 * E * J}{(l * \mu)^2},$$

где μ - коэффициент приведения длины ($\mu=1$ для стержня с шарнирными концами).

Гибкий вал с эксцентрично расположенными заделанными концами изначально находится в изогнутом состоянии (длиной в полволны синусоиды). Поэтому потеря устойчивости ГВ с появлением трех полуволн изгиба (переход от формы при $n=1$ к форме при $n=3$) может рассматриваться как результат действия первой ($n=1$) критической силы Эйлера для стержня длиной $l/3$ с шарнирными концами. Тогда $\mu=1/3$, а предельная сжимающая нагрузка ГВ в заданных условиях закрепления его концов в 9 раз превышает критическую силу Эйлера для шарнирно закрепленного цилиндрического стержня такой же длины ($l/3$). Данные положения предопределяет высокую продольную устойчивость ГВ и его способность передавать значительные сжимающие нагрузки при сравнительно больших коэффициентах l/d .

Кроме расчета на прочность и устойчивость при выборе размеров ГВ необходимо обеспечить приемлемый уровень нагрузок (изгибающего момента и перерезывающей силы), действующих на другие детали ВЗД со стороны ГВ. Изгибающий момент $M_{и}$ на конце ГВ передается на ротор ВЗД. В то же время

при работе двигателя на роторе возникает перекашивающий момент M_{Π} [1]. Оба этих момента нарушают кинематику зацепления РО (рабочего органа) и являются одними из факторов, определяющих работоспособность ВЗД. Известно, что для всех типоразмеров ВЗД, оснащенных ГВ, изгибающие моменты M_{Π} , не превышают 5% от перекашивающих M_{Π} в режиме максимальной мощности.

Рассмотрим данную методику оценки прочности и продольной устойчивости гибкого вала двигателя Д1-195 диаметром 195 мм ($i=6:7$; $D_k=135$ мм; $e=5,5$ мм; $t=882$ мм; $S=20,5$ см²; $S_k=118,6$ см²). Режимные параметры: частота вращения $n=100$ об/мин; крутящий момент $M=5$ кН*м; перепад давления $P=4,7$ МПа. Нарботка на отказ $h=270$ ч.

ПОЯСНЕНИЕ:

- *отношение чисел зубьев РО;*
- *D_k - контурный диаметр РО (диаметр окружности впадин зубьев статора);*
- *e - эксцентритет;*
- *S - площадь живого сечения РО;*
- *S_k - площадь проекции контактных линий ($S_k=\pi D_{PO}^2/4$, где D_{PO} - средний диаметр РО);*
- *t - шаг винтовой поверхности ротора ($t= z_2 t_0$, где t_0 - осевой шаг зубьев).*

4.1 Расчет стального гибкого вала

4.1.1 Расчет на статическую прочность стального гибкого вала

Диаметр вала определяем по условию статической прочности

$$\tau = \frac{M_{max}}{W_p} = \frac{16M_{max}}{\pi d^3} \leq \frac{\tau_T}{k_{ст}}$$

принимая M_{\max} равным тормозному моменту $M_T = 1,5M$; коэффициент запаса $k_{ст} = 2$ и предел текучести высококачественной стали гибкого вала для ориентировочных расчетов $\tau_T = 785$ МПа (сталь 40Х):

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_T * K_{ст}}{\pi * \tau_T}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 1,5 * 5000 * 2}{3,14 * 785 * 10^6}} \approx 46 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем $d = 50$ мм.

4.1.2 Расчет на выносливость стального гибкого вала

Длину ГВ с учетом его размещения в расточке ротора назначаем $l = 1764$ мм.

В результате безразмерные коэффициенты

$$d/e = 50/5,5 \approx 9;$$

$$l/e = 1764/5,5 \approx 320;$$

$$l/d = 1764/50 \approx 35$$

соответствуют оптимальным диапазонам [1].

Геометрические характеристики сечения ГВ:

- Площадь $S_{ГВ} = \pi d^2/4 = 3,14 \cdot 5,0^2/4 = 19,6 \text{ см}^2$;
- Осевой момент сопротивления $W = \pi d^3/32 = 3,14 \cdot 5,0^3/32 = 12,3 \text{ см}^3$;
- Полярный момент сопротивления $W_p = \pi d^3/16 = 3,14 \cdot 5,0^3/16 = 30,7 \text{ см}^3$;
- Осевой момент инерции $I = \pi d^4/64 = 3,14 \cdot 5,0^4/64 = 30,7 \text{ см}^4$.

Зная заданный перепад давления P в рабочем органе ВЗД и пренебрегая перепадом давления в долоте и давлением на забое, находим осевое усилие на ГВ:

$$F_{ГВ} = F_{P0} = P(S_k + z_2 S)$$

$$F_{ГВ} = 4,7 \cdot 10^6 (118,6 \cdot 0,0001 + 20,5 \cdot 0,0001 \cdot 7) = 123,19 \text{ кН.}$$

Среднее напряжение сжатия:

$$\sigma_m^{сж} = \frac{F_{ГВ}}{S_{ГВ}} = \frac{123187}{1963} = 62,7 \text{ МПа}$$

Амплитуда цикла сжатия:

$$\sigma_a^{сж} = \frac{F_{ГВ} * e}{W} = \frac{123187 \cdot 5,5}{0,0123} = 55,2 \text{ МПа}$$

Принимаем, что форма упругой оси ГВ описывается уравнением кубического полинома.

$$U = \frac{12e}{l^3} EI = \frac{12 \cdot 5,5 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 30,7 \cdot 10^4}{1,764^3 \cdot 10^9} = 775 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент в опасном сечении на конце вала

$$M_{И} = U \frac{l}{2} = 775 \cdot \frac{1,764}{2} = 683 \text{ Нм}$$

Перекашивающий момент на роторе:

$$M_{П} = \frac{(D_{к} - 4e)t^2}{4\pi} P = \frac{(0,135 - 4 \cdot 0,0055) \cdot 0,882^2}{4 \cdot 3,14} \cdot 4,7 \cdot 10^6 = 32878 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Амплитуда напряжений от изгиба:

$$\sigma_a^и = \frac{3ed}{l^2} E = \frac{3 \cdot 0,0055 \cdot 0,05}{1,764^2} \cdot 2,1 \cdot 10^5 = 55,7 \text{ МПа}$$

Суммарная амплитуда цикла нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \sigma_a^{сж} + \sigma_a^и = 55,2 + 55,7 = 110,8 \text{ МПа.}$$

Касательные напряжения:

$$\tau = \frac{M}{W_p} = \frac{5000 \cdot 10^3}{24,5 \cdot 10^3} = 203,7 \text{ МПа.}$$

Среднее эквивалентное напряжение:

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^{сж^2} + 4\tau^2} = \sqrt{55,2^2 + 4 \cdot 203,7^2} = 412,2 \text{ МПа}$$

Коэффициент асимметрии цикла:

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{412,2 - 110,8}{412,2 + 110,8} = 0,56.$$

Число циклов переменных напряжений (наработка циклов на отказ):

$$N = 60z_1nh = 60 \cdot 6 \cdot 100 \cdot 270 = 9,7 \cdot 10^6.$$

Коэффициент коррозионной выносливости:

$$C_\sigma = 0,26 - 0,03(\lg N - 6) = 0,26 - 0,03(6,99 - 6) = 0,23.$$

Требуемый предел прочности ($k_y=1,5$)

$$\sigma_B = \frac{1,5\sigma_a}{C_\sigma} + \sigma_m = \frac{1,5 \cdot 110,8}{0,23} + 412,2 = 1134 \text{ МПа.}$$

На основе расчета на выносливость для ГВ принимаем марку стали 40ХН2МА ($\sigma_B=1150$ МПа; $\sigma_T=950$ МПа)

Для проверки ГВ на продольную устойчивость определяем критическую осевую силу:

$$F_{кр} = \frac{9\pi^2 EI}{l^2} = \frac{9 \cdot 3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 30,7 \cdot 10^{-8}}{1,764^2} = 1839 \text{ кН.}$$

4.1.3 Расчет на устойчивость стального гибкого вала

Расчет на устойчивость проводим для тормозного режима, в котором перепад давления в РО и сжимающие усилия в ГВ достигают максимального значения. Принимаем, что в тормозном режиме

$$F_{ГВ.т} \approx 2F_{ГВ} = 2 \cdot 123187 = 246,4 \text{ кН.}$$

Определяем коэффициент запаса устойчивости:

$$\frac{F_{кр}}{F_{ГВ.т}} = \frac{1839}{246,4} = 7,5$$

4.2 Расчет гибкого вала из титанового сплава

4.2.1 Расчет на статическую прочность гибкого вала из титанового сплава

Диаметр вала определяем по условию статической прочности

$$\tau = \frac{M_{max}}{W_p} = \frac{16M_{max}}{\pi d^3} \leq \frac{\tau_T}{k_{ст}},$$

принимая M_{max} равным тормозному моменту $M_T = 1,5M$; коэффициент запаса $k_{ст} = 2$ и предел текучести титанового сплава гибкого вала для ориентировочных расчетов $\tau_T = 900$ Мпа (промышленный сплав):

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_T \cdot k_{ст}}{\pi \cdot \tau_T}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,5 \cdot 5000 \cdot 2}{3,14 \cdot 900 \cdot 10^6}} \approx 43,9 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем $d=50$ мм.

4.2.2 Расчет на выносливость гибкого вала из титанового сплава

Длину ГВ с учетом его размещения в расточке ротора назначаем $l=1764$ мм.

В результате безразмерные коэффициенты

$$d/e=50/5,5 \approx 9;$$

$$l/e=1764/5,5 \approx 320;$$

$$l/d=1764/50 \approx 35$$

соответствуют оптимальным диапазонам [1].

Геометрические характеристики сечения ГВ:

- Площадь $S_{ГВ} = \pi d^2/4 = 3,14 \cdot 5,0^2/4 = 19,6 \text{ см}^2$;
- Осевой момент сопротивления $W = \pi d^3/32 = 3,14 \cdot 5,0^3/32 = 12,3 \text{ см}^3$;
- Полярный момент сопротивления $W_p = \pi d^3/16 = 3,14 \cdot 5,0^3/16 = 24,5 \text{ см}^3$;
- Осевой момент инерции $I = \pi d^4/64 = 3,14 \cdot 5,0^4/64 = 30,7 \text{ см}^4$.

Зная заданный перепад давления P в рабочем органе ВЗД и пренебрегая перепадом давления в долоте и давлением на забое, находим осевое усилие на ГВ:

$$F_{ГВ} = F_{P0} = P(S_k + z_2 S)$$

$$F_{ГВ} = 4,7 \cdot 10^6 (118,6 \cdot 0,0001 + 20,5 \cdot 0,0001 \cdot 7) = 123,19 \text{ кН.}$$

Среднее напряжение сжатия:

$$\sigma_m^{сж} = \frac{F_{ГВ}}{S_{ГВ}} = \frac{123187}{1963} = 62,7 \text{ МПа}$$

Амплитуда цикла сжатия:

$$\sigma_a^{сж} = \frac{F_{ГВ} \cdot e}{W} = \frac{123187 \cdot 5,5}{0,0123} = 55,2 \text{ МПа}$$

Принимаем, что форма упругой оси ГВ описывается уравнением кубического полинома.

$$U = \frac{12e}{l^3} EI = \frac{12 \cdot 5,5 \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot 30,7 \cdot 10^4}{1,764^3 \cdot 10^9} = 406 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент в опасном сечении на конце вала

$$M_{И} = U \frac{l}{2} = 406 \cdot \frac{1,764}{2} = 358 \text{ Нм}$$

Перекашивающий момент на роторе:

$$M_{П} = \frac{(D_{к} - 4e)t^2}{4\pi} P = \frac{(0,135 - 4 \cdot 0,0055) \cdot 0,882^2}{4 \cdot 3,14} \cdot 4,7 \cdot 10^6 = 32878 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Амплитуда напряжений от изгиба:

$$\sigma_a^и = \frac{3ed}{l^2} E = \frac{3 \cdot 0,0055 \cdot 0,050}{1,764^2} \cdot 1,1 \cdot 10^5 = 29,2 \text{ МПа}$$

Суммарная амплитуда цикла нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \sigma_a^{сж} + \sigma_a^и = 55,2 + 29,2 = 84,4 \text{ МПа.}$$

Касательные напряжения:

$$\tau = \frac{M}{W_p} = \frac{5000 \cdot 10^3}{24,5 \cdot 10^3} = 203,7 \text{ МПа.}$$

Среднее эквивалентное напряжение:

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^{сж^2} + 4\tau^2} = \sqrt{55,2^2 + 4 \cdot 203,7^2} = 412,2 \text{ МПа}$$

Коэффициент асимметрии цикла:

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{412,2 - 84,4}{412,2 + 84,4} = 0,66.$$

Число циклов переменных напряжений (наработка циклов на отказ):

$$N = 60z_1nh = 60 \cdot 6 \cdot 100 \cdot 270 = 9,7 \cdot 10^6.$$

Коэффициент коррозионной выносливости:

$$C_\sigma = 0,26 - 0,03(\lg N - 6) = 0,26 - 0,03(6,99 - 6) = 0,23.$$

Требуемый предел прочности ($k_y=1,5$)

$$\sigma_B = \frac{1,5\sigma_a}{C_\sigma} + \sigma_m = \frac{1,5 \cdot 84,4}{0,23} + 327,9 = 960 \text{ МПа.}$$

Для проверки ГВ на продольную устойчивость определяем критическую осевую силу:

$$F_{кр} = \frac{9\pi^2 EI}{l^2} = \frac{9 \cdot 3,14^2 \cdot 1,1 \cdot 10^{11} \cdot 30,6 \cdot 10^{-8}}{1,764^2} = 963 \text{ кН.}$$

4.2.3 Расчет на устойчивость гибкого вала из титанового сплава

Расчет на устойчивость проводим для тормозного режима, в котором перепад давления в РО и сжимающие усилия в ГВ достигают максимального значения. Принимаем, что в тормозном режиме

$$F_{ГВ.т} \approx 2F_{ГВ} = 2 \cdot 123187 = 246,4 \text{ кН.}$$

Определяем коэффициент запаса устойчивости:

$$\frac{F_{кр}}{F_{ГВ.т}} = \frac{963}{246,4} = 4$$

При повышенных крутящих моментах или особых коррозионных свойствах среды для изготовления ГВ может быть использован титановый сплав, обладающий пониженным модулем упругости и плотностью при высоких прочностных характеристиках: модуль упругости $1,1 \cdot 10^5$ МПа, плотность 4500 кг/м^3 , предел прочности (850-1000) МПа. Переход на титановый сплав при прочих равных условиях позволяет в два раза снизить изгибающие напряжения и в результате увеличить запас усталостной прочности гибкого вала.

5 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Целью выполнения данного раздела является определение успешности и эффективности научно–исследовательской работы. Оценка является комплексной и произведена в разрезе экономической эффективности, социальной значимости и других аспектов, т.к. исследование винтового забойного двигателя требует привлечения финансовых затрат и других ресурсов, которые должны быть экономически оправданы и целесообразны. Достижение цели обеспечивается решением задач: – оценка перспективности проведения научных исследований; – определение возможных альтернатив проведения научных исследований, отвечающих современным требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения; – планирование научно-исследовательской работы; – определение эффективности исследования.

5.1 Потенциальные потребители результатов исследования

В последние годы в технике и технологии бурения скважин произошли значительные изменения: появились новые технологии в наклонно-направленном бурении (бурение горизонтальных участков, бурение дополнительных стволов из ранее пробуренных скважин), распространение долот типа PDC, новейшие телеметрические системы для контроля забойных параметров во время бурения и др. И если раньше ВЗД рассматривались только как альтернативу турбобурам и их перспектива оценивалась неоднозначно, то сейчас в силу свои уникальных характеристик ВЗД стали основной частью современных технологий. В 2010 году в России выполнено 75% всего объема бурения и ремонта скважин при помощи ВЗД, и они были взяты на вооружение практически всеми российскими и зарубежными нефтегазовыми и сервисными компаниями.

5.2 Исследование сильных и слабых сторон проекта

SWOT – Strengths (сильные стороны), Weaknesses (слабые стороны), Opportunities (возможности) и Threats (угрозы) – представляет собой комплексный анализ научно-исследовательского проекта SWOT-анализ применяют для того, чтобы перед организацией или менеджером проекта появилась отчетливая картина, состоящая из лучшей возможной информации и данных, а также сложилось понимание внешних сил, тенденций и подводных камней, в условиях которых научно-исследовательский проект будет реализовываться. Эти дополнительные сведения затем используются для того, чтобы сделать осознанный выбор относительно областей широкого спектра действия, который учитывает конкурентное и коммерческое преимущества проекта и увеличивает вероятность достижения его целей и задач. SWOT-анализ проводится в несколько этапов. Первый этап заключается в описании сильных и слабых сторон проекта, в выявлении возможностей и угроз для реализации проекта, которые проявились или могут появиться в его внешней среде.

Таблица 2- Матрица SWOT

	<p>Сильные стороны научно-исследовательского проекта:</p> <p>С1. Возможность приложения больших нагрузок;</p> <p>С2. Более высокий КПД;</p> <p>С3. Простота конструкции;</p> <p>С4. Малые колебания;</p> <p>С5. Повышенная надежность</p>	<p>Слабые стороны научно-исследовательского проекта:</p> <p>Сл1. Высокая нагрузка на рабочие органы;</p> <p>Сл2. Меньший коэффициент запаса;</p>
<p>Возможности:</p> <p>В1. Применение для бурения наклонных и горизонтальных скважинах;</p>		

В2. Сотрудничество с предприятием-изготовителем ВЗД; В3. Снижение металлоемкости гибкого вала; В4. Ускорение монтажа; В5. Сокращение затрат на капитальное строительство.		
Угрозы: У1. Возможность появления новых конкурентов; У2. Снижение бюджета на исследование модернизаций.		

После того как сформулированы четыре области SWOT переходим к реализации второго этапа. Второй этап состоит в выявлении соответствия сильных и слабых сторон научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды. Это соответствие или несоответствие должны помочь выявить степень необходимости проведения стратегических изменений. Интерактивная матрица проекта представлена в таблицах 3, 4, 5, 6

Таблица 3 Интерактивная матрица возможностей и сильных сторон проекта

		Сильные стороны проекта				
Возможности проекта		C1	C2	C3	C4	C5
	B1	+	+	+	+	+
	B2	-	-	-	-	-
	B3	-	-	+	-	0
	B4	-	-	0	-	+
	B5	-	-	-	-	0

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и сильные стороны проекта: В1С1С2С3С4С5, В3С3, В4С5.

Таблица 4 Интерактивная матрица возможностей и слабых сторон проекта

Возможности проекта		Сл1	Сл2
	В1	+	+
	В2	-	-
	В3	-	-
	В4	-	-
	В5	-	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и слабые стороны проекта: В1Сл1Сл2.

Таблица 5 Интерактивная матрица угроз и сильных сторон проекта

Сильные стороны проекта						
Угрозы проекта		С1	С2	С3	С4	С5
	У1	-	-	-	-	+
	У2	+	0	-	-	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У1С5, У2С1.

Таблица 6 Интерактивная матрица угроз и слабых сторон проекта

Угрозы проекта		Сл1	Сл2
	У1	-	+
	У2	0	+

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У1Сл2, У2Сл2.

В рамках третьего этапа составляем итоговую матрицу SWOT-анализа.

Таблица 7 Итоговая матрица SWOT

	Сильные стороны научно-исследовательского проекта: С1. Возможность приложения больших нагрузок; С2. Более высокий КПД; С3. Простота конструкции; С4. Малые колебания; С5. Повышенная надежность	Слабые стороны научно-исследовательского проекта: Сл1. Высокая нагрузка на рабочие органы; Сл2. Меньший коэффициент запаса;
<p>Возможности: В1. Применение для бурения наклонных и горизонтальных скважинах; В2. Сотрудничество с предприятием-изготовителем ВЗД; В3. Снижение металлоемкости гибкого вала; В4. Ускорение монтажа; В5. Сокращение затрат на капитальное строительство.</p>	<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и возможности»: В1С1С2С3С4С5 – все перечисленные сильные стороны проекта применимы в наклонных и горизонтальных скважинах; В3С3 – простота конструкции приводит к снижению металлоемкости поверхностного привода; В4С5 – ускоренный монтаж поврежденных деталей приводит к высокой надежности работы.</p>	<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и возможности»: В1Сл1Сл2 – возможно появление слабых сторон в горизонтальных скважинах</p>
<p>Угрозы: У1. Возможность появления новых конкурентов;</p>	<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и угрозы»: У1С5 –</p>	<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и угрозы»: У1Сл2 – возможно</p>

У2. Снижение бюджета на исследование модернизаций.	возможно развитие конкурентных разработок с более надежными рабочими органами; У2С1 – существует вероятность снижения бюджета на исследование.	развитие конкурентных исследований вследствие меньшего коэффициента запаса; У2Сл2 – возможно снижение бюджета на данное исследование вследствие меньшего коэффициента запаса.
--	--	---

5.3 Планирование научно-исследовательских работ

Структура работ в рамках научного исследования

Планирование комплекса предполагаемых работ осуществляется в следующем порядке: – определение структуры работ в рамках научного исследования; – определение участников каждой работы; – установление продолжительности работ; – построение графика проведения научных исследований. По каждому виду запланированных работ устанавливается соответствующая должность исполнителей. В данном разделе составим перечень этапов и работ в рамках проведения научного исследования, проведем распределение исполнителей по видам работ. Порядок составления этапов и работ, распределение исполнителей по данным видам работ приведен в таблице 8.

Таблица 8 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей.

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель
Выбор направления исследований	2	Выбор направления исследований	Руководитель
	3	Подбор и изучение	Исполнитель проекта

		литературы по теме	
	4	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, исполнитель проекта
	5	Поиск необходимых параметров для скважины	Исполнитель проекта
	6	Подбор винтового забойного двигателя для этой же скважины	Исполнитель проекта
Обобщение и оценка результатов	7	Оценка результатов исследования	Руководитель, исполнитель проекта
Оформления отчета по исследовательской работе	8	Составление пояснительной записки	Руководитель, исполнитель проекта

Определение трудоемкости выполнения работ

Трудовые затраты в большинстве случаев образуют основную часть стоимости разработки, поэтому важным моментом является определение трудоемкости работ каждого из участников научного исследования.

Трудоемкость выполнения научного исследования оценивается экспертным путем в человеко-днях и носит вероятностный характер, т.к. зависит от множества трудно учитываемых факторов. Для определения ожидаемого (среднего) значения трудоемкости $t_{ожi}$ используется следующая формула:

$$t_{ожi} = (3t_{mini} + 2t_{maxi}) / 5,$$

где $t_{ожi}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения i -ой работы чел.-дн.;

t_{mini} – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.;

t_{maxi} – максимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.

Исходя из ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях T_p , учитывающая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями. Такое вычисление необходимо для обоснованного расчета заработной платы, так как удельный вес зарплаты в общей сметной стоимости научных исследований составляет около 65 %.

$$T_{pi} = t_{ожi} / Ч_i, (x)$$

где T_{pi} – продолжительность одной работы, раб. дн.;

$t_{ожi}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел.-дн.;

$Ч_i$ – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел.

Разработка графика проведения научного исследования

Наиболее удобным и наглядным является построение ленточного графика проведения научных работ в форме диаграммы Ганта.

Диаграмма Ганта – горизонтальный ленточный график, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ. Для удобства построения графика, длительность каждого из этапов работ из рабочих дней следует перевести в календарные дни. Для этого необходимо воспользоваться следующей формулой:

$$T_{ki} = T_{pi} * k_{\text{кал}},$$

где T_{ki} – продолжительность выполнения i -й работы в календарных днях;

T_{pi} – продолжительность выполнения i -й работы в рабочих днях;

$k_{\text{кал}}$ – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по следующей формуле:

$$k_{\text{кал}} = T_{\text{кал}} / (T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}),$$

где $T_{\text{кал}} = 365$ – количество календарных дней в году;

$T_{\text{вых}} = 104$ – количество выходных дней в году;

$T_{\text{пр}} = 14$ – количество праздничных дней в году.

$$k_{\text{кал}} = 365 / (365 - 104 - 14) = 1,48$$

Рассчитанные значения в календарных днях по каждой работе T_{ki} округляем до целого числа. Все рассчитанные значения сведены в таблице 9.

Таблица 9 – Временные показатели проведения научного исследования

Название работы	Трудоемкость работ			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях, T_{pi}	Длительность работ в календарных днях, T_{ki}
	t_{min} , чел-дни	t_{max} , чел-дни	$t_{\text{ож}}$, чел-дни			
Составление и утверждение технического задания	1	3	2	Руков.	1	2
Выбор направления исследования	6	9	7	Руков.	5	7
Подбор и изучение литературы по теме	7	14	10	Исп. проекта	10	15
Календарное планирование работ по теме	2	4	3	Руков., исп. проекта	2	3
Поиск необходимых параметров	12	16	13	Исп. проекта	10	15

для скважины						
Подбор винтового забойного для этой же скважины	10	21	15	Исп. проекта	13	21
Оценка результатов исследования	3	9	6	Руков., исп. проекта	6	9

На основе таблицы 9 строим план график.

Таблица 10 – Календарный план график проведения НИР по теме

№	Вид работ	Исполнители	Тк, кал. дни	Продолжительность выполнения работ											
				Фев.		Март			Май			Июнь			
				2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	
1	Составление ТЗ	Руков.	2	■											
2	Выбор направления	Руков.	7	■	■										
3	Изучение литературы	Исп. проекта	15			□									
4	Планирование работ	Руков. исп. проек	3					□							
5	Поиск параметров	Исп. проек.	15					□							
6	Подбор ВЗД	Исп. проек.	21								□				
7	Оценка результатов	Руков. исп. проек	9									□	■		
8	Пояснительная записка	Руков. исп. проек	8											□	■

5.4 Бюджет научно-технического исследования

Основная заработная плата исполнителей темы

В настоящую статью включается основная заработная плата научных и инженерно-технических работников, рабочих макетных мастерских и опытных производств, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. Величина расходов по заработной плате определяется исходя из трудоемкости выполняемых работ и действующей системы окладов и тарифных ставок. В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 –30 % от тарифа или оклада.

Расчет основной заработной платы сведен в таблице 11.

Таблица 11 – Расчет основной заработной платы

№ п/п	Наименование этапов	Исполнители по категориям	Трудоемкость, чел.-дн.	Заработная плата, приходящаяся на один чел.-дн., тыс. руб.	Всего заработная плата по тарифу(окладам), тыс. руб.
1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель	1	0,93	0,93
2	Выбор направления исследования	Руководитель	5	0,93	4,65
3	Подбор и изучение литературы по теме	Исполнитель проекта	10	0,23	2,3
4	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, Исполнитель проекта	2	1,16	2,32
5	Поиск параметров	Исполнитель проекта	10	0,23	2,3

6	Подбор ВЗД	Исполнитель проекта	13	0,23	2,99
7	Оценка результатов исследования	Руководитель, Исполнитель проекта	6	1,16	6,96
8	Составление пояснительной записки	Руководитель, Исполнитель проекта	5	1,16	5,8
Итого					28,31

Статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением НИИ, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату:

$$Z_{\text{зп}} = Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}},$$

где $Z_{\text{осн}}$ – основная заработная плата;

$Z_{\text{доп}}$ – дополнительная заработная плата (12-15 % от $Z_{\text{осн}}$).

Основная заработная плата ($Z_{\text{осн}}$) руководителя (лаборанта, инженера) от предприятия (при наличии руководителя от предприятия) рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{\text{осн}} = T_p \cdot Z_{\text{дн}},$$

где $Z_{\text{осн}}$ – основная заработная плата одного работника;

T_p – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн. ;

$Z_{\text{дн}}$ – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{дн}} = (Z_M \cdot M) / F_d,$$

где Z_M – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года: при отпуске в 24 раб. дня $M = 11,2$ месяца, 5-дневная неделя; при отпуске в 48 раб. дней $M = 10,4$ месяца, 6-дневная неделя;

F_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. дн.

Таблица 12 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Исполнитель проекта
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней - выходные - праздничные	118	118
Потери рабочего времени - отпуск - невыходы по болезни	48	72
Действительный годовой фонд рабочего времени	199	175

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_m = Z_{tc} * (1 + k_{пр} + k_d) * k_r,$$

где Z_{tc} – заработная плата по тарифной ставке, руб.;

$k_{пр}$ – премиальный коэффициент, равный 0,3 (т.е. 30% от Z_{tc});

k_d – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2 – 0,5 (в НИИ и на промышленных предприятиях – за расширение сфер обслуживания, за профессиональное мастерство, за вредные условия: 15- 20 % от Z_{tc});

k_r – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

Таблица 13 – Расчет основной заработной платы

Исполнители	Z_{tc} , тыс. руб.	$k_{пр}$	k_d	k_r	Z_m , тыс. руб.	$Z_{дн}$, тыс. руб.	Тр, раб. дн.	$Z_{осн}$, тыс. руб.
Руководитель	22,156	0,3	0,3	1,3	46,08	2,4	19	45,6
Исполнитель проекта	5,707	0	0	1,3	7,42	0,34	46	15,64
Итого $Z_{осн}$								61,24

Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

В данной статье расходов отражаются обязательные отчисления по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального страхования (ФСС), пенсионного фонда (ПФ) и медицинского страхования (ФФОМС) от затрат на оплату труда работников.

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$З_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} * (З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}),$$

где $k_{\text{внеб}}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.). На 2021 г. в соответствии с Федеральным законом от 24.07.2009 №212-ФЗ установлен размер страховых взносов равный 30%. На основании пункта 1 ст.58 закона №212-ФЗ для учреждений, осуществляющих образовательную и научную деятельность, в 2021 году водится пониженная ставка – 27,1%.

Таблица 14 – отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, тыс. руб	Дополнительная заработная плата, тыс. руб
Руководитель	45,6	6,84
Исполнитель проекта	15,64	2,35
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	0,271	
Итого 19,07		

Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы (темы) является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции.

Таблица 15 – Расчет бюджета затрат НТИ

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
1. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	61 240	
2. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	9186	15% от 1
3. Отчисления во внебюджетные фонды	19085	27,1% от суммы 1-2
4. Накладные расходы	14321	16% от суммы 1-3
5. Бюджет затрат НТИ	103832	Сумма ст. 1-4

5.5 Выводы по разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

В настоящей работе было проведено исследование внешней и внутренней среды проекта.

Определили структуру работ в рамках научного исследования, продолжительность и участников каждой работы. Построили календарный план график проведения НИР.

Затраты на выполнение проекта были рассчитаны в смете и составляют 103832 рублей. Эти затраты включают в себя: затраты по основной и дополнительной заработной плате исполнителей темы, отчисления во внебюджетные фонды и накладные расходы.

6 Социальная ответственность

6.1. Производственная безопасность

На сегодняшний день уделяется большое внимание безопасности при строительстве нефтяных и газовых скважин. В первую очередь это объясняется тем, что данная деятельность представляет собой опасность для здоровья человека, а буровая установка является одним из наиболее опасных производственных объектов.

В процессе трудовой деятельности в своей производственной среде человек подвергается вредным и опасным факторам, которые оказывают или могут оказать негативное воздействие на здоровье человека.

Для анализа воздействия каждого из факторов при строительстве нефтяной скважины, а также с целью максимального предотвращения каждого из них, представим их источники в таблице 16.

Таблица 16 – Виды производственных работ, оказывающие опасные и вредные факторы при строительстве скважины

Источник фактора, наименование видов работ	Факторы (в соотв. ГОСТ 12.0.003-74) [29]		Нормативные документы
	Вредные	Опасные	
1. Эксплуатация бурового оборудования; 2. Бурение ствола скважины; 3. Спускоподъемные операции; 4. Цементирование скважин под каждую колонну; 5. Приготовление и обработка технологических жидкостей; 6. Освоение скважины и испытание пласта.	1. Неудовлетворительный микроклимат; 2. Повышенная загазованность; 3. Повышенные уровни шума и вибрации; 4. Недостаточная освещенность рабочей зоны; 5. Повреждения в результате взаимодействия с живыми организмами	1. Движущиеся машины и механизмы; подвижные части производственного оборудования; 2. Поражение электрическим током; 3. Расположение рабочего места на значительной высоте; 4. Пожаровзрывоопасность	ГОСТ 12.1.003–83 [30] ГОСТ 12.1.007–76 [31] ГОСТ 12.1.012-2004 [32] ГОСТ 12.4.125-83 [33] ГОСТ 12.2.003-91 [34] СП 52.13330.2011 [35] СНиП 2.04.05-91 [36] МР 2.2.7.2129-06 [37] ГОСТ Р 12.4.213-99[38] ГОСТ 12.1.029-80[39] ГОСТ 12.1.005-88[40] РД 10-525-03 [41] ГОСТ 12.3.003-86 [42] РД 34.21.122-87 [43]

5.1.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов, обоснование мероприятий по защите персонала буровой от их действия

Неудовлетворительные метеоусловия рабочей среды. Работы, связанные со строительством скважин, часто осуществляются на открытых площадках или в неотапливаемых помещениях.

При проведении работ в зимнее время может произойти обмороживание. Переохлаждение организма ведёт к простудным заболеваниям, снижению иммунитета. По желанию заказчика блоки буровой установки могут защищаться тентовыми конструкциями.

Таблица 17 – Режимы труда и отдыха в холодное время года [37]

Температура воздуха, °С	Продолжительность пребывания на открытом воздухе, ч	Число перерывов для обогрева в смену
-30	3,4	6
-35	2,0	9
-40	1,4	9

К неудовлетворительным метеоусловиям может относиться работа в условиях повышенных температур. В результате последнего нарушается терморегуляция.

При температурах выше 28°С организуют рациональный режим труда путем сокращения рабочего времени. Работающие в неудовлетворительных условиях должны быть обеспечены СИЗ: головной убор, спецодежда, защитные очки, обувь – теплоизоляция и состав которых должны соответствовать ГОСТ 12.4.011-89 [47]. Средства защиты работающих.

Повышенный уровень шума. При повышенном уровне шума у работающих снижается внимание, увеличивается расход энергии при одинаковой физической нагрузке, замедляется скорость психических реакций, в конечном итоге это приводит к снижению производительности труда и качеству выполняемых работ. Длительное воздействие шума может привести к ухудшению слуха, а в отдельных случаях - к глухоте. Дополнительно, он может

способствовать возникновению несчастных случаев, маскируя предупреждающие сигналы.

Источниками шума при строительстве скважины являются различные механизмы, которые работают на различных передачах, различные частоты вращения шкивов, работа дизельных генераторов и пневмосистем буровой установки. В соответствии требованиям [42] шумовой порог для рабочего места не должен превышать 85 дБА. Однако производственный объект включает в себя элементы, для которых характерно превышение уровней шумов над нормами. Среди них: роторный стол (до 115 дБА), буровая лебедка (до 96 дБА), вибросито (98 дБА).

В соответствии с требованиями ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ [2] постоянный производственный шум не должен превышать уровень звука в 80 дБА для данного вида работ. Для уменьшения шума на объекте следует использовать средства индивидуальной защиты: наушники, вкладыши, шлемы. В качестве коллективных средств защиты стоит предусмотреть установку кожухов и глушителей, обеспечивающих звукоизоляцию и звукопоглощение.

Повышенный уровень вибрации. Воздействие вибрации отражается на нервной и опорно-двигательной системе. У работников подверженных действию вибрации отмечаются головокружения, расстройство координации движений, симптомы укачивания. Постоянное воздействие вибрации на организм человека может привести к профессиональному заболеванию – вибрационной болезни [32].

Источники возникновения вибраций на буровой установке при строительстве скважины являются возникающие при работе машин, агрегатов и буровых насосов неуравновешенных силовых воздействий. Наибольшее воздействие на человека вибраций оказывают работающие вибросита, центрифуга, цементировочные агрегаты и цементно-смесительные машины.

Нормативные значения виброускорения и виброскорости составляют $0,1 \text{ м/с}^2$ и $2,0 \text{ мм/с}$ [32].

В качестве средств индивидуальной защиты от вибрации применяются рукавицы, перчатки, виброзащитная обувь. В местах управления различными механизмами должны быть оборудованы специальные виброгасящие коврики под ноги. Предусмотрено также использование коллективных средств защиты (амортизационные подушки, виброизолирующие хомуты, увеличение массы основания).

Повышенная запыленность и загазованность воздуха рабочей среды.

Во время приготовления буровых растворов, частицы сухих материалов могут проникать в органы дыхания, что может привести к отравлению организма. Аналогичное воздействие на организм человека оказывает загазованность бурового раствора. Для соблюдения требований ГОСТ 12.1005-88 [40] при строительстве скважин содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны не должно превышать предельно-допустимых концентраций (ПДК), указанных в таблице 18.

Таблица 18 – ПДК вредных примесей в воздухе в рабочей зоне [44].

Наименование вещества	Величина ПДК РЗ, мг/м ³	Наименование вещества	Величина ПДКРЗ, мг/м ³
Углеводороды	100	Сероводород	3
Диоксид серы	10	Диоксид серы	10
Диоксид углерода	9000	Диоксид углерода	0,8

Мероприятия по устранению вредного воздействия включают в себя использование коллективных средств защиты (вентиляция) в соответствии с требованиями СНиП 2.04.05-91 [36]. СИЗ органов дыхания – респираторы и противопыльные тканевые маски по ГОСТ 12.1.007-76 ССБТ [31].

Недостаточная освещенность рабочей зоны. Недостаточная освещенность рабочего места является причинами: травматизма, снижения продолжительности работы, повышенного утомления, развития близорукости.

Все рабочее пространство, где проводятся работы, должно освещаться: роторный стол, пульт бурильщика, полати верхового, блоки циркуляционной системы, вышечно-лебедочный блок, в том числе и лестницы буровой установки.

Освещение должно равномерно распределять яркость, быть постоянным во времени, без пульсации. Освещение на буровой бывает: естественное, искусственное и аварийное [35]. В зависимости от типа буровой установки, источниками освещения могут служить светильники НОБ-200, 300, ВЗГ-200АМ, РН-100, 200, которые снабжены герметичными стеклами и предохранительными сетками. При большой высоте каркасов укрытий используются светильники большей мощности с ртутно-кварцевыми лампами.

Нормы освещенности на буровой установке регулируются утвержденным приказом от 12.03.2013 г. №101 «Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности"» (далее ПБНГП) [4] и приведены в таблице 19.

Таблица 19 – Требования к освещению производственного объекта

Пространство	Освещенность, лк	Пространство	Освещенность, лк
Роторный стол	100	Лестницы, марши, сходы, приемный мост	10
Насосный блок, превенторная установка	75	Аварийное освещение для продолжения работ	2
Путь движения талевого блока	30	Аварийное освещение для эвакуации людей	0,5

Повреждения в результате контакта с живыми организмами.

Наибольшую опасность на объекте представляют насекомые как переносчики инфекционных заболеваний. К применению СИЗ относят использование специальной защитной одежды и репеллентных средств; к коллективным средствам защиты относятся оборудование и препараты для дезинсекции.

Мероприятия проводятся в соответствии с Р 3.5.2.2487-09 [45].

Наиболее распространенное природно-очаговое заболевание, характерное для района проведения работ, – клещевой энцефалит. Заболевание энцефалитом вызывает тяжелое поражение центральной нервной системы. Активность клещей приходится на конец апреля - середину июня, но их укусы

могут быть опасны и в июле, и в августе. Главным профилактическим мероприятием от заболевания являются противоэнцефалитные прививки.

Защита людей от клещевого энцефалита включает в себя:

- соблюдение правил поведения на территории, эндемичной по клещевому вирусному энцефалиту;
- ношение специальной одежды соответствующей требованиям ГОСТ Р 12.4.296-2013 [46];
- применение специальных химических средств индивидуальной защиты от клещей.

К мерам коллективной защиты относится уничтожение клещей в природных биотопах по эпидемиологическим показаниям на участках высокого риска заражения людей клещевым энцефалитом.

Также существует риск заболеванием бешенством вследствие укуса любого теплокровного животного, появление которых на объекте не является редкостью. Среди них: лисы, песцы, волки, грызуны и другие. Поэтому вахтовый медицинский работник обязан иметь вакцину от бешенства.

5.1.2. Анализ опасных производственных факторов и обоснование мероприятий по их устранению

Движущиеся машины и механизмы, подвижные части производственного оборудования. В результате действия этого фактора может возникнуть механическая травма, которая представляет собой повреждение тканей, частей тела и органов в результате воздействия внешней механической силы.

Источниками механических травм при сооружении скважины являются: падения различных предметов с высоты, механические травмы от удара свечей бурильных труб время спуско-подъемных операций, удар при движении автоматического ключа бурильщика.

Мероприятия по устранению опасного объекта включают в себя проведение работ согласно ПБНПП [4], а также проведение инструктажей по ТБ, вывешивание оповещающих знаков, обеспечение рабочего персонала СИЗ.

Все грузоподъемные механизмы грузоподъемностью свыше 1 тонны должны ставиться на учет и испытываться согласно РД 10-525-03 [41]. Весь рабочий персонал согласно ГОСТ 12.4.011-89 ССБТ [47]. "Средства защиты работающих." обеспечивается средствами индивидуальной защиты: касками, спецодеждой, рукавицами.

Поражение электрическим током. Прохождение электрического тока через организм может вызывать у него судороги, нарушение сердечной и дыхательной функций, а также являться причиной смерти. ГОСТ 12.1.019-2009 "ССБТ. Электробезопасность. Общие требования" [48] устанавливает общие требования по предотвращению опасного и вредного воздействия на персонал электрического тока.

Источниками электропоражений на современной буровой установке являются:

- силовые и преобразовательные трансформаторы;
- распределительные устройства высокого напряжения;
- электрические машины переменного и постоянного тока;
- кабели и провода;
- электрические источники света;
- комплектные устройства управления, защиты и распределения электрической энергии низкого напряжения;
- комплектные тиристорные устройства;
- передвижные электростанции.
- Мероприятия по предупреждению поражений электрическим током

на объектах включают в себя:

- проектирование, монтаж, испытание и эксплуатацию электрооборудования установок согласно требованиям ПУЭ;

- защиту от прикосновения к оголенным токоведущим частям, находящимся под напряжением;
- применение блокировочных устройств (устройство защитного отключения), защитного заземления, зануления буровой установки;
- применение изолирующих, защитных средств (резиновые перчатки, ботинки, инструмент) при обслуживании электроустановок;
- допуск к работе специально обученных лиц, имеющих группу по электробезопасности не ниже IV.

Расположение рабочего места на высоте. Опасность данного фактора определена тем, что в процессе строительства скважин возникает необходимость осуществления спускоподъемных операций. Их проведение требует нахождения работника на высоте выше норматива, предусмотренного в межотраслевых правилах по охране труда при работе на высоте, составляющего 1,8 м. Сюда относятся полаты, люлька верхового рабочего.

Мероприятия по предупреждению падений проводятся согласно ПБНГП [4] и включают в себя:

- использование верховым рабочим страховочного каната и предохранительного пояса;
- оборудование рабочего места ограждением высотой не менее 1 м;
- установка маршевых лестниц с уклоном не более 60 градусов (у резервуаров - не более 50 градусов) и шириной не менее 0,65 м.

Запрещается работа на высоте в случаях: ливня, грозы, гололедицы, сильного снегопада и при ветре 5 баллов и более на открытых местах.

Пожаровзрывоопасность. Источниками пожара на буровой установке чаще всего являются: горящие или накалинные тела, электрические разряды, выделяемая теплота от механических воздействий, искры от удара и трения [4]. Согласно ФЗ-123, буровая установка относится к повышенной категории (А) по пожарной и взрывопожарной опасности.

Наибольшую опасность источники пожара приобретают при риске ГНВП. В целях предотвращения пожара на буровой установке, которые чаще всего возникают посредством ГНВП, проводятся следующие мероприятия:

- запрет на расположение электропроводки в местах возможного повреждения и хранение ГСМ ближе 20 метров от установки;
- отведение специальных мест для курения и разведения огня;
- установка защитного заземления для исключения возможного возгорания от статического электричества;
- оснащение буровой установки молниезащитой для предупреждения возгорания от удара;

В целях предотвращения взрыва на буровой установке проводятся следующие мероприятия:

- установка на объекте системы оповещения (звуковой сигнализации) всего персонала, занятого на буровой.
- исключение наличия источников возгорания;
- испытание сосудов, работающих под давлением, на давление, превышающее рабочее в полтора раза (согласно ПБНГП [4]);
- установка контрольно-измерительных приборов (манометры и датчики), защитной аппаратуры и табличек;
- исключение вероятности достижения НПВ газами, поступающими из скважины, либо парами взрывоопасных веществ.

В случае возникновения пожара должны быть заранее соблюдены основные правила: установка трех пожарных стояка (два с соединительными гайками на водяной линии и один - на манифольдной линии бурового насоса); размещение в силовом и насосном сараях в количестве 1 шт на каждую огнетушителей ОП-10 и ОП-50, лопаты, пожарное ведро, лом, ящик с песком емкостью 0,5м³.

5.2 Экологическая безопасность

Нефтяная промышленность является одной из самых негативно влияющих на экологию отраслей, поэтому следует уделять особое внимание мероприятиям по охране окружающей среды.

Атмосфера. Воздействие строительства на состояние атмосферного воздуха будет незначительным, так как строительные работы носят поэтапный характер и связаны с временным локальным увеличением приземных концентраций вредных веществ в атмосфере.

Гидросфера. В процессе бурения скважин загрязнению наиболее подвержены приповерхностная зона ствола скважины и зоны подземных горизонтов. Основными источниками загрязнения являются: буровой раствор, нефтепродукты, бытовые стоки.

Наиболее распространенные причины проникновения загрязнителей в объекты геологической среды, следующие:

- нарушение герметичности обсадных колонн и цементного камня в заколонном пространстве;
- поглощение бурового раствора при промывках скважины, проникновение водной фазы в проницаемые отложения;
- некачественное цементирование, недоподъем тампонажного раствора.

Для защиты гидросферы в соответствии с требованиями ГОСТ 17.1.3.12-86 "Охрана природы. Гидросфера. Общие правила охраны вод от загрязнения при бурении и добыче нефти и газа на суше" следует проводить следующие мероприятия:

- сооружение водоотводов, накопителей и отстойников;
- контроль герметичности амбара при применении технологии амбарного бурения;
- предотвращение поступления бурового раствора в поглощающие горизонты;

- строго соблюдать разработанную конструкцию скважины, которая обеспечивает изоляцию водоносных горизонтов и перекрытие интервалов поглощения бурового раствора.

Литосфера. В процессе бурения скважины возникают промышленные отходы бурового раствора, бурового шлама, а также бытовые отходы. По отношению к почвенной микрофлоре наиболее токсичными являются нефтепродукты, гидроокись и карбонат натрия и калия.

По завершении строительства скважин необходимо провести рекультивацию нарушенных земель. Способ рекультивации определяется на основании требований ГОСТ 17.5.1.02-85 "Охрана природы. Земли. Классификация нарушенных земель для рекультивации". По завершению буровых работ необходимо выполнить следующие мероприятия:

- засыпать все амбары, траншеи, разравнять обваловку и спланировать площадку;
- разбить все фундаментные основания, очистить всю территорию от металлолома и другого мусора;
- восстановление растительности на нарушенных площадях работ путем проведения биологического этапа рекультивации, включающий посев многолетних трав с внесением минеральных удобрений. [34]

5.3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях

5.3.1. Анализ возможных ЧС, возникающих при строительстве скважин

Результаты анализа ЧС, возникающих при строительстве скважин, приведены в таблице 20.

Таблица 20 – Вероятные чрезвычайные ситуации на объекте

ЧС техногенного характера	ЧС природного характера
Пожары (взрывы) на производственном объекте	Геофизические опасные явления
Аварии с выбросом химически опасных веществ	Метеорологические опасные явления
Внезапное обрушение сооружений	Природные пожары

Из перечисленных ситуаций наиболее вероятным ЧС техногенного характера является ГНВП, возникающее при строительстве скважины при несоблюдении порядка проведения работ согласно ПБНГП [4]. ГНВП опасно переходом в открытое фонтанирование, которое чревато негативными последствиями, в том числе опасностью для жизни и здоровья, потеря оборудования и полезных ископаемых.

Причинами возникновения ГНВП при строительстве скважин могут послужить неправильное планирование проведения работ, снижение гидростатического давления столба жидкости в скважине, освоение пластов с высоким содержанием газа, растворённого в жидкости, и воды.

5.3.2. Обоснование мероприятий по предупреждению и ликвидации ЧС

Мероприятия по предупреждению ГНВП включают в себя проведение работ согласно ПБНГП. При появлении признаков поступления пластового флюида в скважину подается сигнал «Выброс». При этом буровая вахта обязана герметизировать устье скважины, известить руководство бурового предприятия и действовать в соответствии с планом ликвидации аварий согласно пункту 5 РД 08-254-98.

5.4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

5.4.1. Специальные правовые нормы трудового законодательства

Работа на буровой установке характеризуется вахтовым методом работы и наличием определенных ограничений на список лиц, допущенных к осуществлению работ, которые регламентируются главой 47 ТК РФ.

Лица женского пола не могут включаться в состав буровых бригад также согласно ПП РФ от 25.02.2000 г. №162.

Работник буровой также имеет право на досрочную пенсию по старости по достижении возраста 55 лет, если он проработал на работах с тяжелыми условиями труда не менее 12 лет 6 месяцев и имеет страховой стаж не менее 25

лет, согласно Федеральному закону от 17.12.2001 №173-ФЗ (ред. от 04.06.2014, с изм. от 19.11.2015) «О трудовых пенсиях в Российской Федерации. Статья 27. Сохранение права на досрочное назначение трудовой пенсии».

5.4.2. Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны

Работа буровой бригады выполняется стоя, рабочие места необходимо оборудовать в соответствии с ГОСТ 12.2.033-78 «Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Рабочее место при выполнении работ стоя. Общие эргономические требования» [49].

- органы управления, используемые до 5 раз в смену, допускается располагать за пределами зоны досягаемости моторного поля;
- при работе двумя руками органы управления размещают с таким расчетом, чтобы не было перекрещивания рук;
- редко используемые средства отображения информации допускается располагать в вертикальной/горизонтальной плоскости под углом $\pm 60^\circ$ от нормальной линии взгляда.

Исключение составляют работы на буровых установках, оборудованных автоматизированным оборудованием (верхний силовой привод), где место работы бурильщика оборудовано сиденьем. В таком случае рабочее место бурильщика должно оборудоваться в соответствии с ГОСТ 12.2.032-78 «Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования» [50].

Заключение

Основная часть сектора бурения нефтяных и газовых скважин основывается на строительстве наклонно-направленных скважин и скважин с горизонтальным окончанием ствола. 90% таких работ производится в турбинно-роторном и роторном режиме с использованием винтовых забойных двигателей, в нашей стране, как правило, отечественного производства.

Сложившееся на сегодняшний день технологическое направление в бурении скважин, к сожалению, характеризуется и недостатками: нестабильная работа винтовых забойных двигателей, а именно их остановками, не достижением заявленных заводами-изготовителями показателей моторесурса, различного рода аварийными ситуациями.

С целью увеличения надежности винтовых забойных двигателей в высококоррозионных средах, а также при повышенных крутящих моментах для изготовления гибкого вала может быть использован титановый сплав, обладающий пониженным модулем упругости и плотностью при высоких прочностных характеристиках.

При прочих равных условиях при переходе на титановый сплав возможно снижение изгибающих напряжений в два раза, а также увеличение запаса усталостной прочности гибкого вала.

Список использованных источников

1. Д.Ф. Балденко, Ф.Д. Балденко, А.Н. Гноевых. Винтовые забойные двигатели. – М.: Недра, 1999.
2. История создания винтовых забойных двигателей. Статья. Электронный ресурс: <http://vseoburenii.com/istoriya-sozdaniya-vintovyih-zaboynyih-dvigatelyu>.
3. Труды ВНИИБТ/ОАО НПО «Буровая техника №2.-М.: «Современные тетради», 2008
4. А.И. Булатов, А.Г. Аветисов, Справочник инженера по бурению, т. 1 – М.: Недра, 1999г
5. Паспорт винтового забойного двигателя ДРУЗ-172РС.7.8 №5455, Пермь, фирма «Радиус-Сервис», 2017 г.
6. Каталог продукции NGT гидравлические забойные двигатели, Пермь, фирма «NGT», 2017
7. MICON Downhole-Tools GmbH. Positive displacement motors (PDM). Nienhagen, Germany, 2017
8. Винтовые забойные двигателя. Издание №7. Руководство по эксплуатации. Акционерное общество «Пермнефтемашремонт» г. Краснокамск, 2015
9. Технологии ННБ, телеметрии и каротажа во время бурения. Краткий справочник. Schlumberger, 2015
10. Каталог продукции ВНИИБТ «Винтовые забойные двигатели», Пермь, фирма ООО «ВНИИБТ Буровой инструмент», 2016
11. Каталог продукции Радиус Сервис «Гидравлические забойные двигатели», Пермь, фирма ООО «Радиус Сервис», 2017
12. В.Н. Андоскин, С.П. Астафьев, М.А. Пушкарев, А.С. Глинкин, М.В. Фадеев. Героторный механизм винтовой гидромашины. Патент на полезное изобретение № 2228444.

13. Паспорт ДРУ2-172РС.865ПС №2174. Двигатель с регулятором угла. Пермь, 2012
14. Инструкция по эксплуатации ДР-178.7/8.55. ООО «Радиус Сервис», Пермь, 2012
15. В.В. Лебедев. Бурение горизонтальных скважин. Учебник инженера по бурению горизонтальных скважин. 2013 г.
16. Винтовые забойные двигатели (Руководство по эксплуатации) Редакция 1. Пермь, 2010 г.
17. А.В. Вервекин, В.М. Плотников, В.И. Молодило. О повышении эффективности бурения нефтяных и газовых скважин гидравлическими забойными двигателями. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море, 2013
18. Регламент эксплуатации и отбраковки ВЗД 120-240 мм ООО «ДримНефть». Служба наклонно-направленного бурения, г. Иркутск, 2018 г.
19. В.Г. Заливин, А.А. Суренков. Современное состояние и перспективы развития отечественных винтовых забойных двигателей. Известия Сибирского отделения Секции наук о Земле РАЕН №2, 2014
20. Отчеты о расследовании происшествий ДНББ ООО «Smith Siberian Service», 2016
21. Протоколы промысловых испытаний винтовых забойных двигателей ДГР-172. ООО «Газпромнефть-Восток», ООО «ВНИИБТ-Буровой инструмент»
22. Статистика эксплуатации ВЗД ООО «ВНИИБТ-Буровой инструмент». Характерные повреждения деталей ВЗД. Пермь, 2016
23. Технологии защиты и восстановления роторов винтовых забойных двигателей. Статья. Электронный ресурс:
http://www.plackart.com/plnews/263-repair_rotor.html, ЗАО «Плакарт», 2018
24. Коротаяев Ю.А. Исследование и разработка технологии изготовления многозаходных винтовых героторных механизмов гидравлических забойных двигателей:

25. Диссертация. доктора технических наук Коротаяева Юрия Арсеньевича. – Пермь, 2003. – 386 с.
26. Конструкции ВЗД. ВЗД и ЗИП. Каталог. Электронный ресурс: <http://www.machtec.ru/catalog/detail/59>, ООО «МашТехИнтернэшнл», 2018
27. Подшипники для винтовых забойных двигателей. Каталог. ООО «СпецТехМаш», Пермь, 2017
28. Технические характеристики ВЗД. Узлы и агрегаты. Сервис винтовых забойных двигателей. Группа компаний ООО «РИНАКО». Электронный ресурс: <http://www.bskrinako.ru/drillmotor> Москва, 2017
29. ГОСТ 12.0.003-74 Опасные и вредные производственные факторы. Классификация
30. ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности.
31. ГОСТ 12.1.007-76 ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности.
32. ГОСТ 12.1.012-2004 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования
33. ГОСТ 12.4.125-83 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Средства коллективной защиты работающих от воздействия механических факторов. Классификация
34. ГОСТ 12.2.003-91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности.
35. СП 52.13330.2011 Естественное и искусственное освещение.
36. СНиП 2.04.05-91 Отопление, вентиляция и кондиционирование
37. МР 2.2.7.2129-06 Режимы труда и отдыха, работающих в холодное время на открытой территории или в неотопливаемых помещениях
38. ГОСТ Р 12.4.213-99 Система стандартов безопасности труда. Средства индивидуальной защиты органа слуха. Противошумы. Упрощенный метод измерения акустической эффективности противошумных наушников для оценки качества.

39. ГОСТ 12.1.029-80 Система стандартов безопасности труда. Средства и методы защиты от шума.
40. ГОСТ 12.1005-88 ССБТ Общие санитарно- гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
41. РД 10-525-03 Рекомендации по проведению испытаний грузоподъемных машин.
42. ГОСТ 12.3.003-86 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Работы электросварочные.
43. РД 34.21.122-87 Инструкция по устройству молниезащиты оснований и сооружений.
44. ГН 2.2.5.1313-03 Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны.
45. Р 3.5.2.2487-09 «Руководство по медицинской дезинсекции»;
46. ГОСТ Р 12.4.296-2013 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Одежда специальная для защиты от вредных биологических факторов (насекомых и паукообразных);
47. ГОСТ 12.4.011-89 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Средства защиты работающих. Общие требования и классификация
48. ГОСТ Р 12.1.019-2009 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты
49. ГОСТ 12.2.033-78 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Рабочее место при выполнении работ стоя. Общие эргономические требования
50. ГОСТ 12.2.032-78 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования
51. Основы финансового менеджмента: Учеб.пособие. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Финансы и статистика, 2004. – 512 с.
52. Самсонов Н., Баранникова Н., Володин А. / Финансовый менеджмент. — М.: ЮНИТИ, 2005. — 495 с.

Приложение А

(справочное)

Investigation of the Load Characteristics of the Flexible Shaft of Downhole Drilling Motors During Well Drilling

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ95	Богданов М.А.		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
профессор	Саруев Л.А.	д.т.н.		

Консультант-лингвист Отделения иностранных языков
ШБИП

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ст. преп-ль ИОЯ ШБИП	Утятина Я.В.	к.ф.н.		

1 Literature Review

1.1 The history of the Downhole Motor

The method of directional drilling (DD) was officially founded in the United States in 72 years of the last century by Martin Cherrington. The method appeared as an alternative to a trench, which gives the least environmental damage to the environment and does not affect the water obstacle. In some cases, it is more economical than traditional styling.

The background to this event dates back to the mid-60s, when Cherrington first became acquainted with controlled drilling. It became a prerequisite for the creation of a small drilling rig, cooperation with electrical services and the laying of utility lines under the roads.

Russian enterprises developed more efficiently in the development of directional drilling, choosing the path of acquiring foreign equipment and technology.

In the period 1994 - 1995 years many companies have appeared on the market of the former USSR offering their services in directional drilling, these are like companies with powerful equipment and laying pipelines through water obstacles (among which the Russian -German company VIS MOS, the foreign economic association Vneshtruboprovodstroy (VTPS), Mostransgaz and etc.), as well as companies that have equipment for performing work in urban environments. Today, probably, in every regional center of the European part of Russia and western Siberia there is an enterprise capable of executing, if not large across rivers, then small in urban conditions [4].

It was in the 40s that the DD method became widespread in the Soviet Union. The main technical tool used in drilling oil and gas wells was a turbodrill. Turbine drilling became quite widespread, which led to accelerated exploration and development of oil and gas areas in Western Siberia and the Ural-Volga region. At the same time, the rates of hydrocarbon production increased significantly.

As bits and drilling technologies have improved, average well depths have increased. Over time, there was a tendency for a decline in the main technical and economic indicator of drilling - the number of bits drilled per run. Even in spite of the improvements in turbine drilling technology and techniques over the years, the bit performance has not improved much. In West Siberia fields with favorable conditions,

such as soft rocks and shallow wells, the ROP rate was significantly lower than that of the United States.

Basically, this was due to the impossibility of effective use of roller cone bits with a sealed, oil-filled support, due to the use of multistage gearless turbodrills, providing a high-speed drilling mode, with a rotational speed of 400 - 500 rpm.

In this regard, the question arose in the Soviet Union about the need to develop, with subsequent implementation, technologies and equipment that ensure low-speed drilling. This issue could be solved only in two ways, either by a complete transition to rotary drilling, or by creating a low-speed downhole motor. The oil industry, both technically, economically and psychologically, was not ready for the transition to rotary drilling, especially based on the experience of the already existing success of turbine drilling in a number of regions. In addition, the level of rotary drilling in the Soviet Union lagged significantly behind the world level. There were no drill pipes or drilling rigs of the required high technical level.

The transition to rotary drilling would mean a decline in the rate of development of the oil and gas industry in the main regions of the state; in addition, the industry did not have the necessary funds to build new factories and operational bases. It is for these reasons that the dominant drilling method was determined, using low-speed downhole motors [1].

The problem of creating a hydraulic downhole motor with the required characteristics was solved by moving from dynamic to volumetric machines. The first hydraulic motor, which was not only workable, but also introduced industrially proved planetary rotor facing pump Moineau.

Long-term prospecting research work at VNIIBT to improve downhole hydraulic motors led in 1966 to the appearance of the proposed M.T. Guzman, S.S. Nikomarov, N. D. Derkachem, Yu.V. Zakharov and V.N. Menyopenin of a new type of PDM, the working bodies of which for the first time in world practice are made on the basis of a multi-threaded screw gerotor mechanism, which performs the function of a planetary gearbox.

In subsequent years, at VNIIBT and its Perm branch D.F. Baldenko, Yu.V. Vadetsky, M.T. Gusman, Yu.V. Zakharov, AM Kochnev, S.S. Nikomarov and other researchers created the foundations of the theory of the working process, design and manufacturing technology, developed a technology for drilling with screw motors [1-2].

Thus, the history of the creation of the PDM in our country can be reduced to a list of dates and events:

1966 For the first time in the world, VNIIBT (All-Russian Research Institute of Drilling Technology) and PF VNIIBT (Perm Branch) proposed a new type of hydraulic downhole motor - a multi-way downhole motor.

1974 - 1980 Mastering the serial production of the first domestic PDMs at KMZ (Kungurskiy machine-building plant) and PMZ (Pavlovskiy machine-building plant).

1980 - 1990 Large-scale production of PDMs at KMZ, PMZ and Berdichev plant "Progress" (Berdichev, Ukraine) up to 7000 screw pairs per year.

1981 - 1984 Sale of 4 exclusive licenses to Drilex (France, England). Closing the foreign market for the supply of PDMs to Russia until 1991.

1991 PF VNIIBT sells a license for the production of PDMs at KMZ and PMZ. Since 1992 PF VNIIBT is a competitor to PMZ and KMZ.

1995 - 2003 PF VNIIBT creates and manufactures a new generation of PDM, incl. for drilling horizontal wells and sidetracks.

At the moment, more than 50 types of PDMs with diameters from 42 to 240 mm have been developed and are being manufactured. PDM are divided into 3 groups:

- a) for drilling vertical and directional wells;
- b) for drilling horizontal wells;
- c) for workover of wells and drilling of sidetracks from casing strings [1,3].

1.2 Design and Principle of PDM Operation

PDM is a downhole screw motor, a volumetric (hydrostatic) machine, the multi-way working bodies of which are represented by a planetary-rotor mechanism with an internal helical gearing. The symmetrical rotary unit is driven by hydraulic energy from the drilling fluid supply and is converted into mechanical energy needed to break the rock. The use of PDM makes it possible to carry out the drilling process with the implementation of a high torque and rotational speed on the output shaft, which change little with an increase in the axial load [5].

When using a downhole drilling motor, the optimal drilling mode is selected according to the pressure drop across the motor:

The engine load (**Pe**) is the value of the difference between the operating pressure (**Po**) and the idling pressure (**Pi**): $P_3 = P_o - P_i$. To determine the value (**Pe**), it is necessary to create a given load on the bit and take readings (**Po**);

The value of the workload of the downhole drilling motor (**Pe**) must be maintained throughout the entire operating time of the PDM;

When the tool hangs, the working pressure decreases to a value close to the idle pressure (**Pi**), in this case it is necessary to tear the tool off the bottom, determine (**Pi**) and gradually increase the load to bring the pressure drop to the value: $P_o = P_i + P_e$.

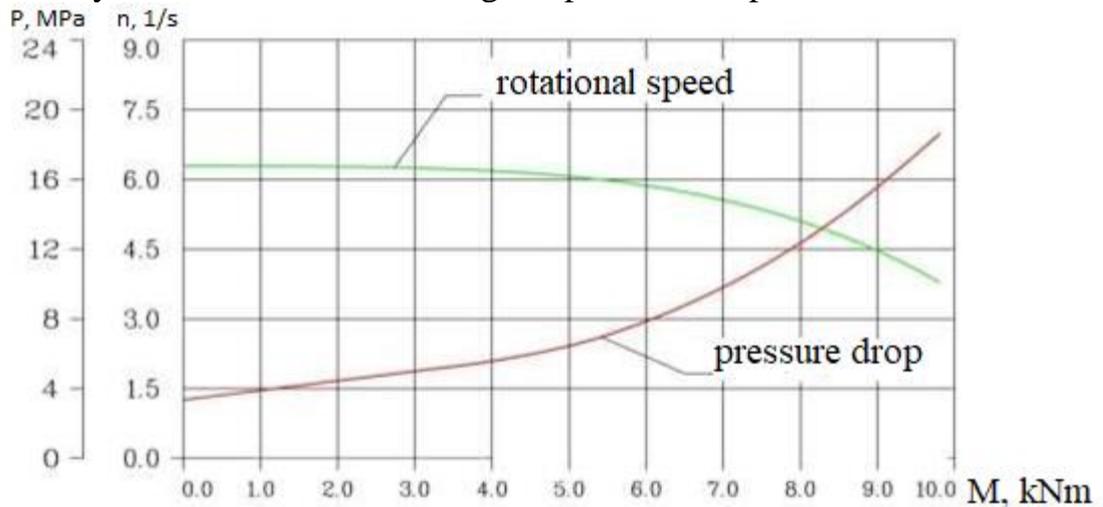


Figure 1 - Dependence of the moment of force on the shaft of the PDM on the pressure drop

When drilling, it is possible to control the operation of the engine by changing the pressure on the pumps, since the increase in the pressure drop across the engine is proportional to the increase in the torque on its shaft (Figure 1).

Above are the main components of the downhole drilling motor. If the downhole motor is equipped with a straight sub, then this design is applicable for high-speed rotary drilling, or for well workover operations. When using an adjustable sub, the operation of the PDM is meant for directional drilling, for example, for the construction of wells with a complex profile, or for sidetracking a new borehole from a previously drilled well.

All types of PDM can be divided into three main structural segments: *motor section, spindle section, angle adjuster*.

1.2.1 Propulsion Section

The section is designed to convert the fluid flow into rotary motion. The stator and rotor of the motor section must fulfill certain conditions:

The number of stator and rotor starts must differ by one.

The screw surfaces of the stator and rotor must have the same direction.

The teeth of the stator and rotor are in continuous contact, forming single chambers that are closed along the length of the stator. The drilling mud passing through these chambers turns the rotor inside the stator. By the design of the engine section, one can distinguish between monolithic and sectional engines [1,6].

Thus, the main unit of all types of downhole drilling motors is the working section (working pair), which includes a rotor and a stator with an elastomer lining, the latter, as a rule, is made of an IRP-1226 rubber compound.

The design of the PDM rotor has remained unchanged for more than a dozen years. The rotor is made of alloy steel. The coating of the rotor surface is wear-resistant and corrosion-resistant. The rotor, depending on the operating conditions, is supplied with a different coating (Figure 2 - 5):



Figure 2 - Rotor with chrome plated



Figure 3 - Tungsten coated rotor



Figure 4 - Nickel plated rotor



Figure 5 - Rotor with ceramic coating

The coating of the engine rotor is selected based on the operating conditions: the geological section of the well and the type of drilling fluid used during operation.

At present, two design features and types of stator are known: a standard stator and a profiled one (Figure 6):

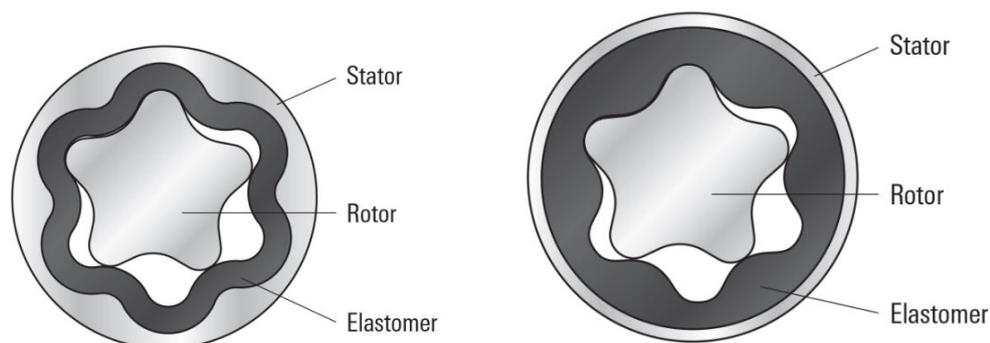


Figure 6 - Profiled working section (left), standard working section (right)

The profiled working sections of the PDM are a new constructive development of domestic manufacturers. The stator of such a working pair has a helical (profiled) inner metal surface with an elastomeric lining of equal section.

This development is a merit of the domestic manufacturer Permneftemashremont JSC, which became the first and only enterprise in Russia to develop such engine sections and set up a serial production of downhole drilling motors equipped with profiled engine sections [6-8].

Design features:

- All-metal thick-walled insert with an internal metal tooth that is securely attached to the all-metal stator frame made of high-quality alloy steel
- Rubber lining of the inner surface of the insert, having the same thickness along the entire length of the insert profile
- Fastening of the stator frame and profiled insert, made without the use of welding.

Operational Benefits:

- Increasing the stiffness of the stator tooth
- Elimination of the influence of the skewing moment in the motor section on the parameters of the engagement of the working bodies
- Reduction and uniform distribution of deformation of the dimensions of the rubber cover as a result of exposure to temperatures and drilling fluids, reducing

the effect of temperatures and swelling of rubber on the stability of the engine section
Reducing the level of vibration, contributing to:

- More stable operation of telemetry systems
- Increasing the durability of rock cutting tools
- Improving the durability of drill pipe threaded connections
- Increased reliability and longer overhaul period [8,10,11].

Compared to conventional engine sections, the profiled engine sections allow:

- Increase the power characteristics of the downhole motor by 30-100% and increase the ROP by 30-150%
- Use shorter motor sections while maintaining power and ROP to match longer motor sections
- Use shorter screw downhole motors that for controlled directional drilling allows to increase the intensity and stability set curvature parameters and also reduce accidents associated with breakage of the screw downhole motor housing parts
- Improve the quality of measurements while drilling due to the closer arrangement of measuring instruments to the bit
- Use PDC torque bits
- Operate downhole motors with a reduced flow rate of working fluid in conditions of absorption of drilling fluid and in conditions of limited performance of mud pumps
- Use downhole motors with any coring shells with a core removal of at least 80%
- Operate the downhole screw motor in environments with high oil content (up to 18%) and high bottomhole temperature (up to 160 °C) [10-11].

In addition to the design features presented above, the engine section can be made in different dimensions, as a rule, from 43 to 240 mm, up to 6500 mm in length, with an overhang from 2/3 to 9/10 (Figure 7). These criteria are also subject to operating conditions.



Figure 7 - Variants of the PDM entry

The lead-in of the working pair of the PDM is represented by the ratio of the rotor blades to the working chambers of the stator (for example, the lead-in of 5: 6 implies the presence of a 5-blade profiled rotor, 6 working channels of the stator). The lead-in of the working pair is selected based on the requirements for drilling, namely, the presence of a high or low torque at the output of the PDM, or the rotational speed. The lower the overhang, the higher the rotational speed and the lower the torque, and vice versa [1,4,9].

The principle of operation of the rotor-stator (Figure 8, 9): The teeth of the rotor and stator, being in continuous contact, form single working chambers that are closed along the length of the stator step. The drilling mud can pass to the bit only if the motor rotor turns inside the stator lining, rolling over its teeth under the influence of unbalanced hydraulic forces. In this case, the geometric axis of the rotor rotates counterclockwise relative to the stator axis (portable movement), and the rotor itself rotates clockwise (absolute movement) [12].

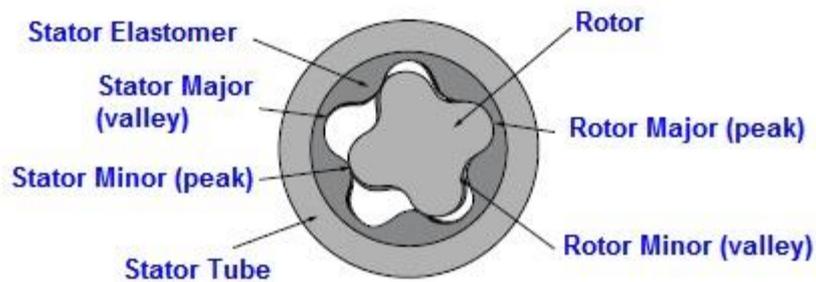


Figure 8 - Kinematics of the gerotor mechanism

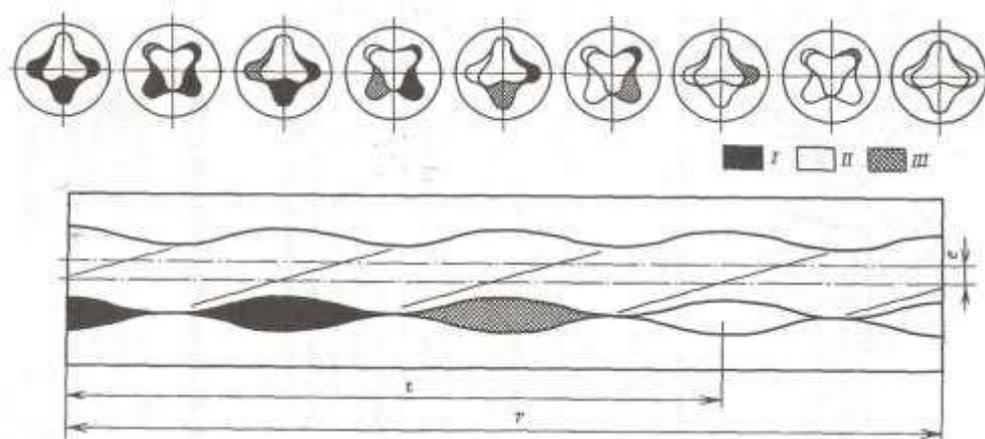


Figure 9 - Longitudinal and cross-section of the PDM RPM, pressure distribution areas (1 - high pressure area, 2 - low pressure area, 3 - sluice)

1.2.2 Spindle Section

The term "spindle" refers to a self-contained motor unit with an output shaft with axial and radial bearings. The spindle is an important part of the engine along with the motor section. It is the spindle section that is used to absorb most of the loads acting on the engine during drilling. It transmits torque and axial load to the bit, perceives the reaction of the bottom hole and hydraulic axial load acting in the working pair, as well as radial loads from the bits and the flexible shaft (the flexible shaft is used to connect the SDM rotor and the spindle shaft).

The spindle is made in the form of a monolithic hollow shaft, which is connected by means of an over-bit sub in the lower part with a chisel, and by means of a coupling in the upper part - with a flexible shaft (Figure 10). According to the design of the spindle, there are open and oil-filled. In open (used in almost all serial domestic engines) friction units are lubricated and cooled with drilling fluid, and in oil-filled friction units are in an oil bath with an excess pressure of 0.1-0.2 MPa exceeding the ambient pressure [1.5].

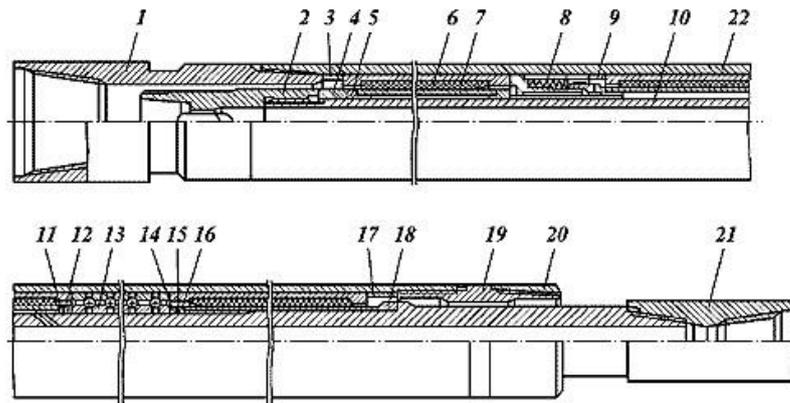


Figure 10 - Spindle section of the SDM (1 - lower sub; 2 - coupling; 3, 17 - adjusting sleeve; 4 - adjusting ring; 5, 11 - backing sleeve; 6 - lower support; 7 - lower support sleeve; 8 - face seal ; 9, 12, 15 - ring; 10 - spindle shaft; 13 - package of thrust bearings ; 14, 18 - thrust bushing; 16 - sealing ring bushing; 19, 21 - sub; 20 - nut; 22 - spindle body) [21]

As mentioned above, the spindle section transmits torque and axial load to the rock cutting tool and perceives axial and radial loads. Thus, the main components of the spindle section are: cardan shaft, spindle shaft, bearing assembly. All engines with a section of the working bodies of increased power are equipped with an

oil - filled double -joint cardan joint, which allows to reduce the load on the section of the working bodies, which contributes to an increase in the durability of the engine as a whole.



Figure 11 - Propeller shaft with swivel joint (center), spindle shaft with over-bit sub (right)

For the perception of axial and radial vibrations (loads), the spindle section is equipped with bearings. Ball bearings are used to minimize axial vibrations (figure 12), the location of the axial bearing is shown in Ffigure. 13 [10-11].



Figure 12 - View of the axial bearing of the SDM

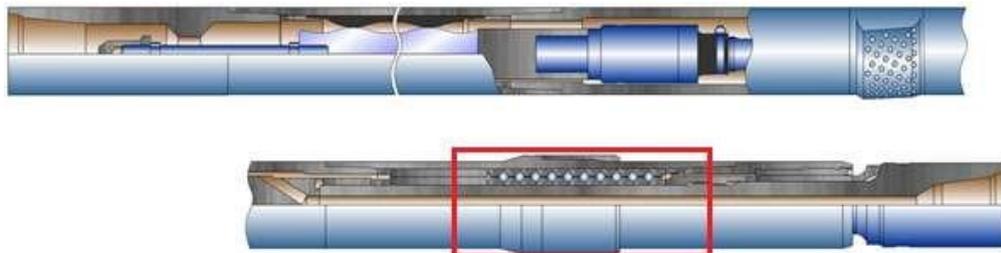


Figure 13 - Location of axial bearings in the motor structure

The use of axial bearings made it possible to drill wells with heavy loads.

For the perception of radial vibrations, a hard-alloy radial support is provided in the design of the PDM (Figure 14). The support design can be solid or segmented.



Figure 14 - Solid carbide radial support of SDM with continuous coating (left), segmented (right)

The use of radial bearings affects the stabilization of the bit at the bottom of the well. The location is shown in Figure. 15.

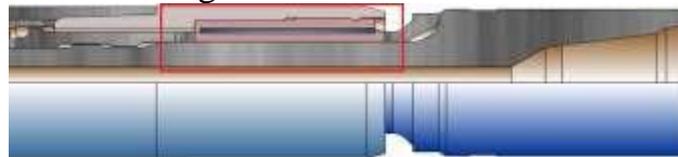


Figure 15 - Location of radial bearings in the engine structure

The lower radial support, combined with the nipple, is located as close as possible to the bit. This scheme allows to reduce radial loads as efficiently as possible [10-11].



Figure 16 - Sectional view of the spindle section of the SDM

1.2.3 Angle Adjuster

Designed to skew the axes of the engine sections or the engine itself relative to the bottom of the drill string. Installed between the power section and the spindle section or above the PDM itself. Usually consists of two subs, a core and a toothed sleeve.

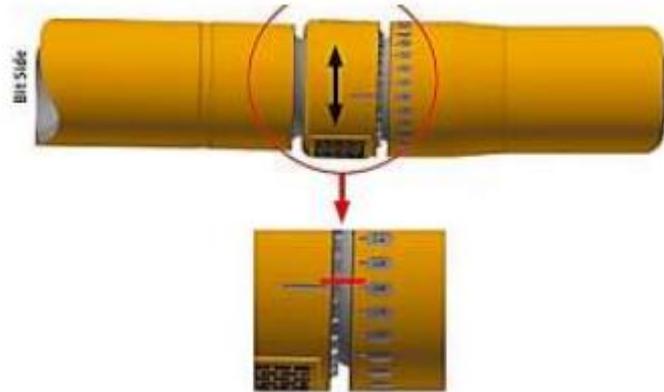


Figure 17 - General view of the PDM skew angle regulator

The constructive difference between the PDM and the adjusting unit is the presence of a toothed clutch (Figure 18).



Figure 18 - Lower adjusting gear clutch with SDM misalignment angle graduation



Figure 19 - Slant angle regulator of the SDM in section

Depending on the manufacturer of the PDM and the requirements for technical characteristics, the engines can be equipped with different skew angle adjusters. The most commonly used are $0^{\circ} 00' - 2^{\circ} 00'$ and $0^{\circ} 00' - 3^{\circ} 00'$.

Determination of the required skew angle depends on the required intensity of the borehole deviation, measured in the value of **1 degree / 10 meters** of penetration. In turn, the required intensity of curvature depends on the geological section of the well and the section for which drilling is carried out. For example, when drilling in Eastern Siberia, a typical well design is: direction 324 mm, casing 245 mm, production casing 168 mm, liner 114 mm. According to the strength characteristics of the casing strings of these standard sizes, the maximum permissible well deviation rate is set: OK 324 mm and OK 245 mm - $1^{\circ} / 10\text{m}$; OK 168 mm - $2^{\circ} / 10\text{m}$; shank 114mm - $3^{\circ} / 10\text{m}$. For each standard size of the engine, its passport contains a table with the permissible speed of the SDM at a specific value of the skew angle, as well as the possible spatial intensity.

1.2.4 Additional nodes

This section includes the design features of the PDM, which do not affect the performance of the engine itself, but perform other important functions as part of a downhole screw motor.

1.2.4.1 Emergency units

Downhole drilling motors have sufficient strength and reliability in operation in various conditions, and meet the high requirements of the Customer. But to ensure the safety of work, reduce accidents and reduce consumer losses arising in emergency

situations, all models of the downhole motor are equipped with a safety device that prevents the tool from falling in case of breakage.

This device is used for protection from falling into the well PDM fracture housing or unscrewing of threaded connections, as well as to increase the pressure in the system when an accident while providing rapid detection and timely personnel accident lifting equipment .

Structurally, it is a bushing with a nut screwed into the SDM rotor; in the operating state of the engine, the nut is located above the seat ring located in front of the SDM rotor. In the event of a breakdown of the engine through the threaded connection, or the body, the nut sits in the seat. Typical signs of a PDM breakdown along the casing and the use of a rotor - catcher : a sharp increase in pressure in the discharge line when breaking away from the bottom and a pressure drop during unloading at the bottom.

The safety sub has two types of execution: solid and through (with a nozzle). The second type of execution is used if there is a need for intensive cleaning of the bottomhole from cuttings with an increased flow rate, not provided for by the design of the PDM, then by installing this nozzle, part of the drilling fluid does not pass through the gaps with the stator rotor , but inside the rotor and directly enters the bit, thereby , not exceeding the permissible flow rate of the flushing fluid to the working section of the PDM. This component is practically not used in domestic drilling [7, 11].

1.2.4.2 Check valve; overflow (circulation)

The check valve is installed above the hydraulic downhole motor and is designed to exclude sludge from the engine when running the drill string, as well as to prevent oil and gas water showings from the well through the drill pipes while drilling oil and gas wells.

The overflow valve is installed above the downhole screw motor (PDM) and is designed to communicate the inner cavity of the drill pipes with the annular space during tripping operations. The use of the valve reduces the hydrodynamic effect on the bottomhole when lowering and lifting the string, and also protects the engine from idle rotation and sludge . When lifting, the use of the PDM in conjunction with the valve excludes uncontrolled pouring of the flushing fluid ("siphon") [10-11].

1.2.4.3 Engine filter (sludge trap)

Engine filters are designed to protect hydraulic downhole motors (MHD), telesystems (TS) and elements of the bottom hole assembly from foreign objects and coarse cuttings. Filters are installed directly above the MHD or above the vehicle. Operation is carried out on drilling fluids with a density of up to 2000 kg / m³ at a bottomhole temperature of up to 150 °C. The sand content in the drilling fluid should not exceed 2% for filters and 8% for sludge traps . Purification sludge trap can be done at the wellsite. Principle of operation: the filters contain a replaceable slotted filter element that mechanically prevents the passage of a coarse fraction. The pressure drop at the maximum flow rate on water with an unclogged filter element is not more than 0.6 MPa [10-11].

1.2.4.4 Centralizer- stabilizer of the spindle section

Installed on the spindle section of the engine. Serve for symmetrical positioning of the motor during drilling. Affect the maintenance of the inclination angle during rotary drilling with PDM. Centralizers are both removable and built into the housing of the PDM [10].