

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт нефти и газа  
институт  
«Технологических машин и оборудования нефтегазового комплекса»  
кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой  
Э.А. Петровский  
подпись инициалы, фамилия  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

21.03.01 - Нефтегазовое дело  
21.03.01.07 - Эксплуатация и обслуживание технологических  
объектов нефтегазового производства

Повышение долговечности и эффективности винтовых забойных двигателей

Руководитель	<u>подпись, дата</u>	<u>доцент, к.т.н.</u>	<u>А.К. Данилов</u> инициалы, фамилия
Выпускник	<u>подпись, дата</u>	<u>должность, ученая степень</u>	<u>Н.С. Раполис</u> инициалы, фамилия

Красноярск 2017

образовательное учреждение  
высшего образования  
**«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт нефти и газа  
институт

Кафедра «Технологических машин и оборудования нефтегазового комплекса»  
кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой  
Э.А. Петровский  
подпись инициалы, фамилия  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017г.

**ЗАДАНИЕ  
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ  
в форме бакалаврской работы**

Студенту Раполис Никите Сергеевичу  
фамилия, имя, отчество

Группа ГБ 13-04 Направление (специальность) 21.03.01 Нефтегазовое дело  
21.03.01.07 Эксплуатация и обслуживание технологических объектов  
нефтегазового производства

Тема выпускной квалификационной работы Повышение и эффективности винтовых забойных двигателей

Утверждена приказом по университету № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_.

Руководитель ВКР А.К. Данилов, доцент кафедры «Технологические машины и оборудование нефтегазового производства»

Исходные данные для ВКР: Материалы, документация.

Перечень разделов ВКР:

Раздел 1. Обзор конструкций винтовых забойных двигателей.

Раздел 2. Анализ научно-технической информации.

Раздел 3. Расчет основных параметров ВЗД.

Раздел 4. Проект и реализация.

Перечень графического или иллюстративного материала с указанием основных чертежей, плакатов, слайдов:

1. Компоновка низа бурильной колонны.

2. Плакат по видам износа.

3. Винтовой забойный двигатель.

4. Секция двигателя.

5. Детали винтового забойного двигателя.

Руководитель ВКР

А.К. Данилов

подпись, инициалы и фамилия

Н.С. Раполис

подпись, инициалы и фамилия студента

Задание принял к исполнению

«\_\_\_\_\_» 2017г.

# СОДЕРЖАНИЕ

Введение	6
1 Обзор конструкций винтовых забойных двигателей	9
1.1 Принцип действия и устройство винтового забойного двигателя	9
1.1.1 Двигателя для наклонно-направленного и горизонтального бурения	9
1.1.2 Конструкции винтовых забойных двигателей типа Д	10
1.1.3 Анализ статистической информации	16
1.1.4 Факторы, влияющие на износ узлов и деталей	20
1.1.5 Характерные виды износа основных деталей	22
1.1.6 Рабочие органы винтового забойного двигателя	24
1.1.7 Опоры винтовых забойных двигателей	26
1.1.8 Подшипники скольжения в забойных двигателях	27
1.1.9 Подшипники качения в забойных двигателях	28
1.1.10 Сравнительная оценка осевых опор различных типов	29
1.2 Рабочий процесс винтового двигателя	30
1.3 Выводы	33
2 Анализ научно-технической информации	34
2.1 Обзор технической информации	34
2.2 Результат обзора технической информации	43
3 Расчеты основных параметров ВЗД	44
3.1 Техническое задание	44
3.1.1 Основные параметры винтовых забойных двигателей	45
3.1.2 Коэффициент полезного действия забойных двигателей	49
3.1.3 Рабочая характеристика забойного двигателя	50
3.1.4 Оценка технического уровня двигателя Д2-195	52
4 Проект и реализация	57
4.1 Техническое предложение	57
4.1.1 Описание предложения	57
4.1.2 Расчет модернизированного образца	59
4.1.2.1 Определение момента для поворота вала ротора	59

4.1.2.2 Расчет на соединение с натягом корпус-втулка	60
4.1.2.3 Расчет на срыв резиновой обкладки от стенок втулки	63
4.1.2.4 Расчет на прочность	64
4.2 Оценка технологичности	66
4.2.1 Оценка металлоемкости модернизированной конструкции	66
4.2.2 Оценка ресурса модернизированной конструкции	68
5 Экономическая часть	70
5.1 Определение стоимости нового образца	70
5.2 Определение общих затрат на ремонт забойного двигателя	71
5.3 Рентабельность внедрения нового двигателя	75
Заключение	77
Список используемой литературы	78

## **ВВЕДЕНИЕ**

Модернизация парка так называемых «серийных» забойных двигателей, конструкции которых были созданы около сорока лет назад, является, пожалуй, наиболее актуальной проблемой современного отечественного бурения. На протяжении всей своей истории, забойный способ передачи вращения долоту занимал лидирующее положение в нашей стране. Именно винтовыми двигателями были разбурены основные нефтегазовые месторождения Западной Сибири и Урала-Поволжья. Этот вид бурения обеспечивал не менее 80 процентов общего объема проходки при строительстве скважин. Однако в настоящее время картина существенно меняется. На фоне общего снижения объемов бурения, заметно сокращается и доля проходки с использованием забойных двигателей как раз именно из-за довольно низкого ресурса серийных винтовых двигателей.

В последнее время существует ряд причин, на основании которых должна происходить интенсивная модернизация винтовых двигателей:

Для повышения технико-экономических показателей, таких как проходка, стали широко использовать обновленные высокопроизводительные шарошечные долота с герметизированными маслонаполненными опорами как Российского производства, так и зарубежных производителей, которые нацелены на эффективную работу при заниженных частотах циркуляции.

Для повышения технико-экономических показателей проходки наклонно-направленных и горизонтальных стволов все больше стали применять системы телеметрические, которые эффективны в tandemе с двигателями гидравлическими.

Цель бакалаврской работы - увеличение надёжности и долговечности винтовых забойных двигателей, увеличение работоспособности и прочности резиновой обкладки статора. Для достижения цели необходимо решить задачи: изучить конструкцию оборудования, материалы, рассмотреть возможность применения более современных модернизированных, усовершенствованных материалов в оборудовании.

Модернизация имеющихся серийно выпускаемых двигателей непосредственно в цехах капитального ремонта рабочих пар. В сочетании с высоким уровнем технологичности ремонтных работ, позволяет добиться значительного увеличения ресурса двигателей в целом.

Следует отметить, что никакая модернизация не заменит необходимости создания новых конструкций винтовых двигателей для бурения скважин. Однако высокий уровень технологичности изготовления, обслуживания и ремонта предоставляет сервисным организациям возможность улучшить характеристики эксплуатационные собственных винтовых забойных двигателей без больших затрат на капитальные вложения.

## **1 Обзор конструкций винтовых забойных двигателей**

### **1.1 Принцип действия и устройство винтового забойного двигателя**

Винтовой забойный двигатель является двигателем объемного типа, приводимый в действие раствором буровым, заканчивающимся в колонну бурильных труб с поверхности насосами (рисунок 1.1). Двигатель винтовой забойный состоит из статора и эксцентрично расположенного винтового ротора, представляющего пару зубчатую с зацеплением внутренним с винтовыми зубьями. Число статора зубьев на один больше ротора зубьев, что дает ротору совершать движение планетарное, как бы прокатываясь по статора зубьям, ротора ось при этом двигается с диаметром по окружности, равным эксцентризитету двойному. Для соединения ротора со шпиндельным валом, соосно расположенного с корпусом, служит муфта шарнирная, эксцентризитет компенсирующая [1].

Есть значительное сходство по конструкции шпинделя винтового забойного двигателя со шпинделем турбобура. Он укреплен на подшипниках радиальных резиновых металлических и снабжен для осевой нагрузки восприятия пятой. Шпиндельный вал пустотелый, в верху снабжен каналами для прохода раствора к породоразрушающему инструменту, прикрепленному через переводник к нижней части двигательного вала. Через переводник корпус прикрепляется к колонне бурильных труб.

### **1.1.1 Двигатели для наклонно-направленного и горизонтального бурения**

Обладая рядом рациональных критериев эффективности и особенностей конструктивных, винтовых забойных двигателей, в отличие от турбобуров, эффективно используются в различных технологиях бурения наклонно направленного и горизонтального бурения, в том числе при зарезке и бурении вторых (дополнительных) стволов через окно в эксплуатационной колонне.

При использовании ВЗД в горизонтальном бурении реализуются их преимущества по сравнению с турбобурами, в частности меньшая зависимость от диаметра, а так же повышенный удельный момент двигателя.

Это позволяет сконструировать силовую секцию длиной 1 – 2 м. с наружным диаметром, существенно меньшим, чем у турбобуров для аналогичных целей.

Основные особенности двигателей серии ДГ:

Уменьшенная длина, достигаемая сокращением как силовой, так и шпиндельной секции, при этом силовая секция, как правило, выполняется двухшаговой, что обеспечивает необходимую мощность и ресурс РО.

Уменьшенный наружный диаметр (108 против 120 мм; 155 против 172 мм), что при сохранении оптимальных характеристик ВЗД обеспечивает надежную проходимость двигателя с опорно – центрирующими элементами в стволе скважины и улучшенную гидродинамическую ситуацию в затрубном пространстве.

Многообразие механизмов искривления корпуса (жесткий искривленный переводник, регулируемый переводник, корпусные шарниры с одной или двумя степенями свободы) что позволяет использовать различные технологии проводки скважины.

Размещение на двигательном корпусе опорно-центрирующих элементов.

Обновленное соединение вала шпинделя и ротора, гарантирующее надежную работу с большими перекосами угла.

### **1.1.2 Конструкции двигателей забойных винтовых типа Д**

Двигатели винтовые забойные типа Д предназначены для бурения в основном наклонно-направленных скважин. Они очень востребованы в соответствии с требованиями современной технологии бурения скважин долотами с низкими оборотами и для направленного бурения. Также винтовые забойные двигатели могут быть задействованы при ремонте капитальном нефтяных и газовых эксплуатационных скважин и в геологоразведочных скважинах.

Винтовые забойные двигатели обладают рядом преимуществ перед другими забойными двигателями:

Низкая вращения частота при высоком моменте крутящем, что дает право получать существенное увеличение метража за рейс породоразрушающего инструмента по сравнению с бурением турбинным.

Перепад давления очень низкий по значению, что дает возможность применения гидромониторных породоразрушающих инструментов.

Конструкция забойного винтового двигателя очень проста, что упрощает его эксплуатацию и ремонт.

Данные преимущества в характеристики дают возможность успешно применять двигатели забойные винтовые при использовании низкооборотных долот с маслонаполненными опорами.

Все типоразмеры забойных двигателей винтовых выполнены в одном схематическом исполнении.

Ротор и статор, это самые ответственные детали рабочих органов двигателя. Для обеспечения нормальной работы двигателя отклонение от прямой линейности зубьев статора образующих и ротора не должно быть выше трех десятых миллиметров по длине всей. Необходимо статора Обкладку надежно прикреплять к корпусу двигателя, а рабочая поверхность резины не должна быть трещиноватой, иметь расслоения и другие дефекты.

Конец верхний ротора полого, заглущен пробкой, а к нижнему концу прикрепляется карданный вал 9 двух шарнирный, преобразующий роторное движение планетарное во вращение шпиндельного вала соосное.

Соединение двух шарнирное, применяемое в двигателях типа Д, включает зубчатые двойные муфты внутреннего. Передача момента крутящего осуществляется через эвольвентные зацепления полумуфт 7 зубьями. Нагрузка осевая передается через центральный шар 8 от ротора на шпиндельный вал, расположенный в выточках полумуфт сферических. Подвижность угловая шарнира обеспечивается за счет боковых и радиальных зазоров в зацеплении эвольвентном. Внутренняя полость шарнира заполнена консистентной смазкой и уплотнена кольцами резиновыми [1].

Шарниры разнесены по периметру для уменьшения угла перекоса и между собой соединены по поверхностям конусным с помощью

промежуточной трубы (соединительной). Присоединение карданного вала к ротору и к валу шпинделя осуществляется посредством соединений шлицево-конусных 6 (в двигателе Д-85 при помощи конуса с лапкой).

Секция винтового забойного двигателя шпиндельная состоит из подшипника качения многоступенчатого и радиальных опор резинометаллических. В двигателе Д2\_172М используется шпиндель ШШО\_1 с опорой качения амортизированной. На валу 9 шпинделя ступени двойного установлены упорного шарикового подшипника 14. Подшипника ступень состоит из кольца неподвижного, по обе стороны которого расположен ряд шариков, кольца свободные. Каждое кольцо свободное опирается на компенсатор 13 резинометаллический. Между кольцами неподвижными в шпинделе корпусе 12 расположены втулки распорные 16. Свободные подшипника кольца перемещаются в направлении осевом по направляющей втулке 15. Под подшипником размещена радиальная опора 6, а над ним - уплотнение торцевого типа и радиальные опоры [1].

В корпусе шпинделя монтируются не врачающиеся детали: неподвижные кольца подшипника, распорные втулки, наружные втулки радиальных опор, кольца. Все эти закреплены детали в корпусе ниппельной гайки торцами.

Вращающиеся детали: компенсаторы, радиальных опор втулки 7, регулировочное кольцо 5, втулки подкладные, кольца с резьбовыми кольцами 10 уплотнительными, втулки закрепленные между торцом упорным вала и муфтой шлицево-конусной. На нижнем валовом конце установлен вал переводник.

В шпинделе двигателя Д1-195 применяется многорядный упорно-радиальный подшипник. Двигатели Д-85 и Д1-54 комплектуются упорно-радиальными шарикоподшипниками с торOIDальными дорожками качения на обоймах. При работе двигателя с гидромониторными долотами для снижения утечек промывочной жидкости шпиндели обычно снабжаются сальником торцевого типа с твердосплавными уплотняющими элементами.

Клапан переливной является специфическим узлом для объёмных двигателей. Предназначен он для сообщения полости внутренней колонны

бурильных труб с пространством за трубой при операциях спуска и подъёма в скважине. При применении данного клапана воздействие гидродинамическое уменьшается на пласт при спуске и подъеме бурильной колонны, устраняются вращение холостое двигателя при данных операциях и потери раствора.

В клапане переливном в качестве элемента запорного внедрена манжета резиновая 1, взаимодействующая с элементом в виде седла 2, рабочая коническая поверхность которого снабжена каналов системой, сообщающих внутреннюю полость с пространством за трубой через боковые отверстия корпуса клапана [1].

Технические характеристики винтовых забойных двигателей различных типоразмеров приведены в таблицах 1, 2, 3, 4.

Таблица 1.1 - Технические характеристики забойных двигателей винтовых диаметром 42-106 мм

Параметры	Шифр двигателя															
	Д-42	Д-55	Д-63	Д-75	Д-76	Д2-85	Д1-88	ДО1-88	ДР-95*	ДР-95К	Д1-105	ДГ-105М	ДГ-106	Д-106*	ДО-106*	ДР-106*
Диаметр корпуса наружный, мм	42	55	63	76		88		95		106						
Длина двигателя (без клапана), мм	740	3180	3300	3820	4630	3600	3230	2995	5450	3030	3740	2355	2420	4240	5245	
Масса двигателя, кг	6	38	55	97	104	130	108	90	230	135	180	120	120	220	270	280
Диаметр применяемых долот, мм	58,0	59,0-76,0	76,0	83,0-98,4		98,4-120,6		112,0-123,8	112,0-123,8	120,6-151,0					120,6-151,0	
Присоединительные резьбы к долоту	M16x1,5	3-42 (3-44)	3-42 (3-44)	3-66		3-66		3-76	3-76	3-76 (3-88)	3-76				3-76 (3-88)	
Продолжение таблицы 1.1																
Присоединительные резьбы к бурильным трубам	G 1-A ГОСТ 6357-81	3-42 (3-44)	3-42 (3-44)	3-66		3-66		3-76 (3-73)	3-73 (3-76)	3-88 (3-86)	3-88 (3-86)					
Длина шпинделя до искривления, мм	-	-	-	1160	1090	-	-	1455	1360	1050	1670	825 (675)	740	-	1450	1770
Углы искривления между секциями, градус	-	-	-	0-1	0-1	-	-	0-3	0-3	0-3	0-3		0-3	-	0-3	
Длина активной части статора, мм	250	1600	1600	2000		1220	1080	3000	1200	1500	1000	1000	2000			
Заходность рабочих органов, Zр / Zст	9/10	5/6	3/4	4/5		5/6		5/6*6/7*	6/7	5/6	6/7	6/7	7/8*	9/10*	6/7*	
Расход рабочей жидкости, л/с	0,3-0,5	1,5-2,5	1,5-3,5	3-5		5-7		5-10	5-10	6-10	6-10	6-10	6-12	4-12	6-12	
Частота вращения выходного вала на холостом ходу, с <sup>-1</sup>	4,1-6,9	1,6-2,7	4,0-9,0	4,0-6,6		5,0-7,0		3,0-6,0	1,4-2,8	1,4-2,8	3,2-5,2	3,0-5,0	3,0-5,0	1,6-3,2	0,8-2,3	2,4-4,5
Частота вращения выходного вала в	2,8-4,7	1,2-2,1	2,5-6,0	3,0-5,0		3,6-5,0		2,0-4,0	1,0-2,0	0,9-1,8	2,6-3,8	2,4-4,0	2,4-4,0	1,2-2,4	0,5-1,5	1,9-3,5

режиме максимальной мощности, с <sup>-1</sup>															
Момент силы на выходном валу в режиме максимальной мощности, кНм	0,02-0,04	0,2-0,34	0,15-0,25	0,6-0,8	0,7-0,9	0,6-0,7	1,6-2,4	2,0-3,0	0,6-0,9	1,0-1,4	0,6-1,0	0,6-1,0	1,5-3,0	1,2-3,2	1,3-2,6
Перепад давления в режиме максимальной мощности, МПа	3,0-4,2	3,0-6,0	5,0-8,0	8,0-10,0	8,0-9,0	6,0-8,0	9,0-14,0	6,0-9,0	2,2-4,0	6,0-8,0	5,0-7,0	5,0-7,0	5,0-10,0	3,0-8,0	6,0-12,0
Мощность максимальная, кВт	0,4-1,2	1,5-4,5	2,0-9,0	11-25	16-28	13-22	20-60	12-38	4-10	16-33	10-25	10-25	12-45	4-30	15-57
Максимальный эффективный КПД, %	40	45	40	50	45	50	50	35	50	45	45	35	50	50	
Допустимая осевая нагрузка, кН	2	10	20	10	30		50	50	60	30	50	60			

Таблица 1.2 - Технические характеристики винтовых двигателей забойных диаметром 120-127 мм

Параметры	Шифр двигателя											
	ДР-120	Д1-127	ДР-127	ДО-127	ДГ1-127	ДГР-127	ДРЗ-127*	Д3-127*	ДОЗ-127*	ДГРЗ-127*	ДГ3-127*	Д3-127-01*
Диаметр корпуса наружный, мм	120	127			127/136		127			127/136		127
Длина двигателя (без клапана), мм	6090	5800			4830		6255			5655		6510
Масса двигателя, кг	400	402	405	402	360	370	450	440			410	444
Диаметр применяемых долот, мм	139,7-165,1	139,7-165,1					139,7-165,1			151,0-165,1		139,7-165,1
Присоединительные резьбы к долоту	3-88	3-88					3-88			3-88		
Присоединительные резьбы к бурильным трубам	3-102	3-101 (3-102)					3-102			3-102		
Длина шпинделя до искривления, мм	1995	-	2400	2135	1280	1545	2190	-	1890	1590	1290	-
Углы искривления между секциями, градус	0-3	-	0-3	0-2,5	0-2,5	0-3	0-3	-	0-3	0-3	-	
Длина активной части статора, мм	3000	2000					3000*			3000*		

Продолжение таблицы 1.2

Расход рабочей жидкости, л/с	10-20	12-20			10-20			10-20		
Частота вращения выходного вала на холостом ходу, с <sup>-1</sup>	2,7-5,4	2,5-4,0			1,6-3,3			1,2-2,3		
Частота вращения выходного вала в режиме максимальной мощности, с <sup>-1</sup>	2,1-4,2	1,8-3,0			1,3-2,5			0,9-1,8		
Момент силы на выходном валу в режиме максимальной мощности, кН м	2,8-4,7	3,0-4,5			4-5,5			4-5,5		
Перепад давления в режиме максимальной мощности, МПа	6,0-10,0	8,0-12,0			9,0-11,0			6,0-9,0		
Мощность максимальная, кВт	37-125	34-85			33-86			23-62		
Максимальный эффективный КПД, %	50	45			50			50		
Допустимая осевая нагрузка, кН	100	100		80	100			80		

Таблица 1.3 - Технические характеристики забойных винтовых двигателей диаметром 145-176 мм

Параметры	Шифр двигателя									
	Д1-145	ДГ1-172	Д5-172M	ДВ-176M	ДГ-176M	ДР-176M	Д3-176	ДРЗ-176	ДГ3-176	ДВРЗ-176

Диаметр корпуса наружный, мм	145	172		176/195			176			
Длина двигателя (без клапана), мм	4670	4300	5830	6500	5275	5330	6440	7200	7700	7725
Масса двигателя, кг	418	540	770	870	685	780	910	1000	1080	
Диаметр применяемых долот, мм	165,1-190,5	190,5-215,9		215,9			215,9			
Присоединительные резьбы к долоту	3-88	3-117		3-117			3-117			
Присоединительные резьбы к бурильным трубам	3-117	3-147		3-147			3-147			
Длина шпинделя до искривления, мм	-	1695	-	-	1515	1705	-	2800		
Углы искривления между секциями, градус	-	0-3,0	-	-	0-2,5		-	0-2,5		
Длина активной части статора, мм	1800	1460	2400	2400			3000	3600		
Заходность рабочих органов, Zp / Zст	7/8	6/7	9/10	6/7	9/10		9/10	7/8	6/7	
Расход рабочей жидкости, л/с	15-25	25-35		25-35			25-35			
Частота вращения выходного вала на холостом ходу, с <sup>-1</sup>	2,5-4,0	3,5-5,0	1,8-2,5	3,5-5,0	1,8-2,5		1,8-2,5	1,6-2,4	3,0-4,0	
Частота вращения выходного вала в режиме максимальной мощности, с <sup>-1</sup>	2,0-3,0	2,5-4,0	1,5-1,9	2,5-4,0	1,5-1,9		1,4-2,0	1,2-1,7	2,2-3,0	
Момент силы на выходном валу в режиме максимальной мощности, кН м	3,0-5,0	4,0-5,0	8,0-10,0	5,5-7,0	8,0-10,0		10,0-12,0	9,0-12,0	8,0-10,0	
Перепад давления в режиме максимальной мощности, МПа	7,0-9,0	7,0-9,5	7,0-10,0	8,0-11,0	7,0-10,0		8,0-11,0	7,0-10,0	10,0-13,0	
Мощность максимальная, кВт	40-90	60-120	75-120	85-175	75-120		85-150	70-130	110-180	
Максимальный эффективный КПД, %	45	50	45	50	45		45			
Допустимая осевая нагрузка, кН	150	200		200			200			

Таблица 1.4 - Технические характеристики забойных винтовых двигателей диаметром 195-240 мм

Параметры	Шифр двигателя													
	Д5-195*	ДГ-195	ДВ-195	Д4-195*	Д4-195M*	Д3-195*	Д3-195M	ДГЗ-195	ДР-195	ДВЗ-195M	Д1-240	Д1-240M	ДО-240	ДР-240
Диаметр корпуса наружный, мм	195										240			
Длина двигателя (без клапана), мм	6000 / 6375*	6870	6375	6375 / 6000*	6600 / 6975*	7660	7900	8250	6985	7228	7280	8160		
Масса двигателя, кг	935/982	1300	1080	1080 / 1030	1120 / 1180	1135 / 1180	1260	1400	1425	1660	1842	1860	2040	
Диаметр применяемых долот, мм	215,9-244,5				215,9-244,5				269,9-295,3					
Присоединительные резьбы к долоту	3-117				3-117				3-152					
Присоединительные резьбы к бурильным трубам	3-171 (3-147)				3-171 (3-147)				3-171					
Длина шпинделя до искривления, мм	-	3040	-	-	-	-	3040	3200	-	3160	3390	3160	3720	
Углы искривления между секциями, градус	-	0-2	-	-	-	-	0-1,5	0-3	-	0-1	0-3			

Длина активной части статора, мм	2400			3000		3600	3000
Заходность рабочих органов, Zр / Zст	9/10	6/7	7/8	7/8	9/10	6/7	7/8
Расход рабочей жидкости, л/с	25-35			25-35			30-50
Частота вращения выходного вала на холостом ходу, с <sup>-1</sup>	1,8-2,5	3,5-5,0	2,5-3,5	2,5-3,5	1,8-2,5	3,0-4,0	1,5-2,5
Частота вращения выходного вала в режиме максимальной мощности, с <sup>-1</sup>	1,5-1,9	2,5-4,0	2,0-2,5	2,0-2,5	1,4-2,0	2,2-3,0	1,2-2,2
Момент силы на выходном валу в режиме максимальной мощности, кН м	8,0-10,0	5,5-7,0	6,0-8,0	8,0-10,0	10,0-12,0	8,0-10,0	10,0-14,0
Перепад давления в режиме максимальной мощности, МПа	7,0-10,0	8,0-11,0	6,0-9,0	9,0-12,0	8,0-11,0	10,0-13,0	6,0-8,0
Мощность максимальная, кВт	75-120	85-175	70-120	90-150	85-150	110-180	75-190
Максимальный эффективный КПД, %	45	50	45	45			45
Допустимая осевая нагрузка, кН	250			250			350

### 1.1.3 Анализ статистической информации

В результате работы буровых и разведочных организаций, таких как «Красноярское буровое предприятие» и «Сургутнефтегаз» были получены статистические данные отработки в промысловых условиях винтовых забойных двигателей.

На практике рабочая жидкость (буровой раствор) имеет плотность до полутора тысяч кг/м<sup>3</sup>, содержит до одного процента песка и до пяти процентов нефтепродуктов. Анализ данных отработки винтовых забойных двигателей на скважинах №76, №80 Юрубченко-Тохомской площади показывает, что резиновая обкладка работает в очень напряжённых условиях. При наличии в рабочей паре натяга необходимого давление контактное составляет от четырех до шести МПа, скорость скольжения от шести десятых до четырех с половиной метров в секунду, нагружения частота до тридцати Гц и гидростатическое давление до семидесяти МПа. При эксплуатации забойных двигателей, особенно в районах бурения с промывкой глинистым раствором, проявляется недостаточная стойкость рабочих органов, что в значительной степени снижает экономическую эффективность их использования.

Таблица 1.5

Интервал бурения, м		Проходка, м	Время бурения, ч	Скорость, м/с	Нагрузка, кН	Расход, л/с	Давление, МПа
От	До						
ДРУ-240 (Юр-76)							
256	303	47	76,25	0,62	80-90	25-30	2,0-2,5
Д1-240 (Юр-76)							
303	1737	1406	704,67	2	140-200	28-30	6,0-7,0
Д1-240 (Юр-76)							
1737	2250	513	303,5	1,69	140-200	28-30	6,5-7,0
Д1-240 (Юр-80)							
350	977	627	353,75	1,77	20-24	40	4,0-5,0

Анализ времени работы рабочих пар забойных двигателей показывает, что 40% пар снимаются с эксплуатации при наработке до 100 ч, 40% нарабатывают более 150 ч. Основная причина отбраковки пары - износ статора и ротора, появление зазора.

Таблица 1.6 - Показатели работы ВЗД диаметром 195 мм ОАО «Сургутнефтегаз» за 2016 год

Тип двигателя	Д2-195	Д5-195
Длина активной части статора, мм	1800	2400
Заходность рабочих органов	9/10	9/10
Количество рабочих пар	98	29
Проходка (экспл./разв.), м	51312	20817
Время бурения (экспл./разв.), час	9085	3451
Скорость бурения (экспл./разв.), м/ч	5,6	6,0
МРП двигателя, ч/м	92,7 час 524 м	119 607
Проходка на рабочую пару, м	524	718
Ресурс рабочей пары, час	92,7	119

Таблица 1.7 - Показатели работы ВЗД 195 мм ОАО «Сузун» за 2016 год

Тип двигателя	Д2-195	Д5-195	Д4-195	ДВ-195	ДГ-195
Длина части активной статора, мм	1800	2400	2400	2400	2400
Заходность рабочих органов	9/10	9/10	7/8	6/7	9/10
Количество рабочих пар	67	115	23	62	52
Проходка (экспл./разв.), м	18092 10507	58999 19036	22537 982	49284 4073	53520 -
Время бурения (экспл./разв.), час	2391 3957	7337 6529	2563 336	5848 1390	4722 -
Скорость бурения (экспл./разв.), м/ч	7,6 2,7	8,0 2,5	8,8 2,9	8,4 2,9	11,3 -

МРП двигателя, ч/м	88,2 397	93,9 499	85,3 692	84,1 621	75,7 851
Проходка на рабочую пару, м	427 (1815)	678,6 (2686)	1022,6 (3586)	860,6 (4041)	1029 (4632)
Ресурс пары рабочей, час	94,6 (279)	120,6 (332)	126 (317)	116,7 (294)	90,8 (321)

В среднем величины наработки на отказ винтовых двигателей диаметром 195-240 мм, составляют порядка 90-100 часов, а на винтовую пару 100-120 часов. Эти показатели надёжности ВЗД остаются практически неизменными многие годы. В то же время зарубежные аналоги, получающие всё большее применение в отечественном бурении, показывают многоократно большую (примерно в 3-6 раза) надежность, особенно по рабочим органам.

Таблица 1.8 - Показатели работы ВЗД 195 мм ОАО «Сузун» за 2016 год

Тип двигателя	Д2-195	Д5-195	Д4-195	ДВ-195	ДГ-195
Длина статора части активной, мм	1800	2400	2400	2400	2400
Заходность органов рабочих	9/10	9/10	7/8	6/7	9/10
Количество рабочих пар	219	46	7	14	20
Проходка (экспл./разв.), м	61108 39408	28758 11607	6934 426	12752 744	25408 -
Время бурения (экспл./разв.), час	8258 10278	3509 2811	841 257	1428 347	2249 -
Скорость бурения (экспл./разв.), м/ч	7,4 3,8	8,2 4,1	8,2 1,7	8,9 2,1	11,3 -
МРП двигателя, ч/м	84,6 459	94,5 585	86,4 632	92,7 491	66,1 747
Проходка на рабочую пару, м	459 (1785)	878 (2387)	1051 (1800)	964 (1239)	1270 (2858)
Ресурс рабочей пары, час	94,7 (275)	137,4 (338)	156,9 (234)	126,8 (220)	112,5 (175)

Известно, что каждый серийный забойный двигатель состоит из деталей групп двух:

1. Корпуса длинномерные и валы секций шпиндельных и секций турбинных, имеющие резьбовые по концам соединения;
2. Сменные детали – (статор-ротор), опоры осевые и радиальные, элементы уплотнительные, как правило, не имеющие соединений резьбовых и устанавливающиеся в корпус на вал.

При работе двигателя происходит износ интенсивный всех деталей сменных. Причинами основными являются режим усиленного трения гидромеханического в опорах, элементах уплотнительных, а также

воздействие эрозионное струй высоконапорных растворов бурового агрессивного, содержащего абразивные частицы. Детали длинномерные двигателей забойных меньше подвержены воздействию факторов указанных.

Здесь видом основного износа является нарушение резьбовых соединений и даже разрушение из-за свинчивания частого. Некачественное изготовление деталей каких-нибудь винтового забойного двигателя также является одной из основных причин износа и выхода из строя прежде времени.

Практика разработки месторождений показывает, что службы срок деталей длинномерных на порядок превышает службы срок деталей сменных. Так, например, корпуса и валы забойных двигателей типа Д-195 могут работать более тысячи часов, с минимальным ремонтом количеством их соединений резьбовых. В то же время, осевые шпинделя опоры (как резиновые металлические, так шаровые) служат не более ста часов, радиальные опоры - не более 200 ч.

#### **1.1.4 Факторы, влияющие на износ узлов и деталей**

Износ узлов и деталей забойных винтовых двигателей зависит от многих факторов.

Основными из них являются:

1. Качество изготовления деталей;
2. Качество ремонта;
3. Условия эксплуатации;
4. Организация эксплуатации.

Качество изготовления деталей характеризуется:

прямолинейностью валов и корпусов, что в основном влияет на радиальный износ средних и нижних опор, ободов и ступиц роторов и статоров;

соблюдением требований технических условий (ТУ) по термообработке дисков и колец осевой опоры, втулок средних и нижних опор, обойм и шаров подшипников качения, что может влиять на

преждевременный износ труящихся поверхностей (сколы, выкрашивания, трещины);

отклонением величины натягов и профилей резьбы резьбовых соединений, что может вызвать ослабление роторной или статорной систем и износ деталей этих систем по торцам вследствие нарушения взаимной неподвижности деталей (поворот деталей);

отклонением сверх допусков размеров отдельных деталей, в результате чего нарушается регулировка секций и узлов, перенапрягаются отдельные детали и преждевременно выходят из строя.

Качество ремонта также влияет на износ деталей и узлов ВЗД.

Основными факторами в этой группе являются:

регулировка секций собранных и подобных шпинделей (определение высоты регулировочных колец):

неправильная или недостаточно точная регулировка приводит к износу по закрепляемым торцам деталей пяты;

закрепление резьбовых соединений;

при закреплении резьбовых соединений с недостаточным усилием в процессе бурения нарушается взаимная неподвижность деталей роторной или статорной систем, детали проворачиваются, в результате чего происходит их износ по торцевым поверхностям;

правила ремонта и контроля резьб:

некачественные резьбы могут служить причиной износа деталей по торцевым поверхностям отвинчивания переводников, промыва резьбовых соединений аварий с ВЗД;

отраковка и подбор деталей, неправильно подобранные для сборки детали способствуют преждевременному износу смежных деталей; усложняется регулировка секций.

Условия эксплуатации влияют на износ следующим образом:

При бурении с промывкой глинистым раствором износ деталей более интенсивный, чем при промывке водой.

С увеличением плотности и вязкости глинистого раствора, количества тяжелых фракций и песка в нем интенсивность износа деталей возрастает.

Глубина бурения, увеличенная температура забоя отрицательно сказывается на износостойкости узлов и деталей ВЗД, особенно резинометаллических.

С увеличением подачи насосов (при прочих равных условиях) повышается интенсивность износа деталей.

Нагрузка на долото влияет в основном на износ осевых опор.

Организация эксплуатации ВЗД включает:

Соблюдение правил транспортировки.

Контроль за состоянием двигателя в процессе работы (контроль осевого и радиального люфтов шпинделя, наружный осмотр).

Своевременную замену шпинделя на буровой.

Закрепление и докрепление резьб на буровой.

Своевременное и аккуратное ведение документов по эксплуатации ВЗД (заполнение паспортов-формуляров, журналов ремонта и движения ВЗД);

Диспетчеризацию движения ВЗД.

Перечисленные группы факторов могут быть дополнены рядом других, влияющих на износ деталей и зависящих от специфики бурения и выполнения ремонтных работ в отдельных районах.

### **1.1.5 Характерные виды износа основных деталей**

Зная характерные виды износа деталей, можно определить причины неполадок в ВЗД, а также установить, в каких условиях работал данный двигатель.

Рабочие органы винтовых забойных двигателей (ротор и статор) характеризуются следующими видами износа:

Аbrasивный износ винтовых поверхностей статора и ротора, приводящий к увеличению радиального зазора в рабочей паре.

Отслоение резины от металлической поверхности статора, причинами могут быть: недостаточно прочное крепление резины к металлу, значительные страгивающие нагрузки, особенно при заклинивании ротора в статоре.

Вырывы резины из статора, порезы резины, царапины на поверхности ротора вследствие попадания металлической стружки и других предметов в рабочие органы.

Диски пяты изнашиваются по опорным поверхностям в месте их контакта с резиновой обкладкой подпятника (нижняя поверхность диска — от гидравлической нагрузки, а верхняя — от нагрузки на долото).

Кольца пяты, как правило, изнашиваются незначительно. При ослаблении закрепления роторной гайки, переводника или ниппеля наблюдается износ колец по торцевым поверхностям. Внутренние кольца изнашиваются по наружному диаметру.

Резинометаллические радиальные опоры изнашиваются в основном по внутреннему диаметру резиновой обкладки (вкладыша). Наблюдаются отслаивание резины и вырывы на ней вследствие некачественного крепления резины к остову, а также поломки средних опор по месту приварки ребер.

При ослаблении закрепления переводников или ниппеля (расслабление статорной системы) происходит износ по торцевым поверхностям остова опоры.

Для втулок радиальных опор характерны два вида износа: износ по наружному диаметру от трения о резиновую обкладку (вкладыш) и износ по торцевым поверхностям (по высоте) вследствие ослабления закрепления роторной системы.

Обоймы многорядного шарикового подшипника изнашиваются в основном по беговым дорожкам. Характерный износ — образование усталостных впадин и трещин (питтинг) по всей длине дорожки. Процесс возникновения и развития питтинга определяет усталостный характер разрушения металла беговых дорожек. Этот процесс характеризуется отрывом мелких частиц металла задолго до развития глубоких трещин. Развитие питтинга может привести к раскалыванию обойм, если последние не обладают достаточной прочностью.

Для шариков характерный вид износа — шероховатость, мелкие царапины, постепенное уменьшение диаметра; нарушение формы шарика (овальность, угловатость); раскалывание шарика.

При работе в среде абразивной промывочной жидкости темп изнашивания подшипника качения значительно больше, чем от усталостных явлений, и зависит от концентрации в жидкости твердых абразивных частиц. В этих условиях основным видом износа деталей шарикоподшипника становится абразивный износ, и темп износа подшипника резко возрастает.

Часто встречаются другие дефекты, которые являются следствием нарушения технологии изготовления, правил эксплуатации и технологии ремонта. Этими дефектами могут быть: непрямолинейность вала, его поломка в месте перехода резьбы и по промывочным окнам, трещины в теле вала, коррозия, местный износ по диаметру от проворота деталей роторной системы, забоины и другие повреждения поверхности.

У переводников забойных двигателей изнашивается в основном резьба вследствие частых свинчиваний и развинчиваний.

### **1.1.6 Рабочие органы двигателя забойного винтового**

По принципу действия винтовые двигатели относятся к объемным роторным машинам. Основными элементами рабочих органов таких машин являются:

1. Статор, представляет собой резинометаллическая деталь, состоящая из металлического корпуса и привулканизированной к нему резиновой обкладки. Внутренняя часть обкладки представляет собой зубчатый венец с винтовыми зубьями;
2. Ротор, представляет собой многозаходный винт с нарезкой специального профиля, выполняемый из конструкционной или нержавеющей стали.

При установке в статор ось ротора смещается по отношению к оси статора на эксцентриситет  $e$ , равный высоте половины зуба. Применение резины в качестве материала обкладки статора позволяет компенсировать неизбежные погрешности изготовления ротора и статора по профилю, диаметрам, шагу линии винтовой и оси прямолинейности. Одновременно создается уплотнение необходимое, это рабочей пары натяг (для обеспечения объемного принципа работы гидравлической машины) вследствие

некоторого превышения диаметральных размеров ротора над соответствующими размерами статора.

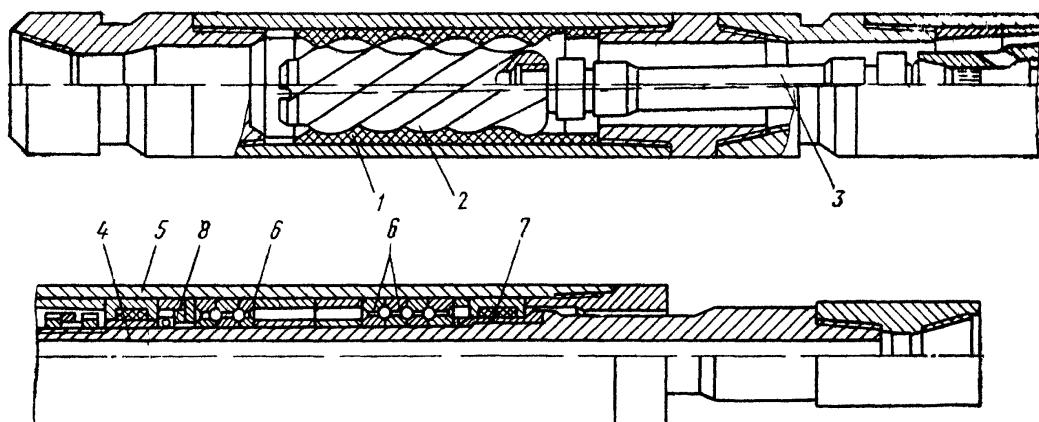


Рисунок 1.1 Винтовой забойный двигатель Д2-172

- 1, 2 — винтовой статор и ротор;
- 3 — двухшарнирное соединение;
- 4 — вал шпинделя;
- 5 — корпус;
- 6 — шариковая осевая опора;
- 7 — радиальный резинометаллический подшипник;
- 8 — торцевой сальник.

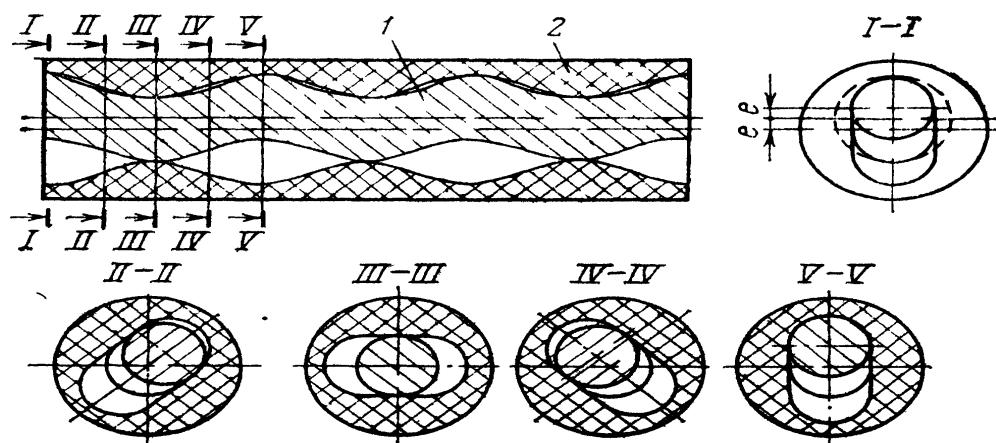


Рисунок 1.2. Рабочие органы винтового двигателя:

- 1 — винтовой ротор;
- 2 — статор;
- I—V — осевые сечения

Важно и то, что сочетание металла и резины достичь позволяет износостойкости высокой пары рабочей при использовании растворов, содержащих частицы абразивные [2].

### **1.1.7 Опоры винтовых забойных двигателей**

Одним из важнейших узлов винтового забойного двигателя, в значительной степени определяющим его работоспособность, являются опоры. По роду воспринимаемых нагрузок опоры делятся на осевые и радиальные. Опоры выполняются на подшипниках скольжения (резинометаллические опоры) и подшипниках качения (только осевые опоры) [1].

На работоспособность осевых опор наибольшее влияние оказывают динамические нагрузки от продольных колебаний низа бурильной колонны. Источниками возбуждения этих нагрузок являются работающее на забое долото, насосы и сам двигатель. На опоры действуют и поперечные силы, связанные как с работой неуравновешенных вращающихся масс винтового забойного двигателя, так и с изменением характера проходимых пород, искривлением скважины и рядом других причин [1].

Основные нагрузки, действующие на опоры забойного двигателя, усилия в осевом направлении, поэтому наиболее нагружен осевой подшипник.

Длительность работы осевой опоры, как правило, определяет межремонтный период работы двигателя (его наработка на отказ). Радиальные опоры несут значительно меньшие нагрузки, поэтому их долговечность выше.

В процессе бурения на осевую опору двигателя действует результирующая сила

$$S = P_r + G_{BP} - S_{3AB} , \quad (1.1)$$

где  $P_r$  — гидравлическое усилие;

$G_{BP}$  — вес вращающихся деталей, действующий сверху вниз;

$S_{3AB}$  — реакция забоя, действующая на опору снизу вверх.

При положительном значении усилие  $S$  направлено сверху вниз, при отрицательном значении снизу вверх. Как показал опыт работы винтовых забойных двигателей с резинометаллической опорой, детали этой опоры больше изнашиваются от действия усилия, направленного сверху вниз.

На работу опор забойного двигателя отрицательно влияют промывочные жидкости с большим содержанием твердой фазы (особенно это относится к утяжеленным буровым растворам) и абразивных частиц. Последние, проникая в опоры, разрушают контактные поверхности и этим увеличивают темп износа опоры. На работу опор также влияет температура промывочной жидкости. Так, в резинометаллических опорах при повышении температуры жидкости сверх предела, допустимого для данной марки резины, снижаются как прочность самой резины, так и прочность крепления ее к металлическому остову опоры. Повышенная температура влияет и на долговечность опор качения — усиливается коррозийный износ.

### **1.1.8 Подшипники скольжения в забойных двигателях**

Использование в забойных двигателях резинометаллических опор скольжения основано на способности эластичных подшипников эффективно работать при смазке жидкостью, содержащей абразивные частицы. Принцип работы такой опоры заключается в следующем. При соприкосновении двух трущихся поверхностей и наличие в смазывающей жидкости твердых частиц, последние неизбежно попадают между этими поверхностями, если обе поверхности металлические, частицы внедряются в ту и другую поверхность, причем величина внедрения пропорциональна величине нагрузки на трущиеся поверхности. При скольжении одной поверхности по другой песчинки задирают и изнашивают обе поверхности. Поверхности изнашиваются тем быстрее, чем выше частота вращения детали и величина нагрузки. Если одна из трущихся поверхностей эластичная, например резиновая, то твердая частица, попадая между

поверхностями трения, вдавливается в эластичную резиновую поверхность, не вызывая в ней остаточных деформаций. Сила прижатия частицы к металлу не зависит от величины нагрузки и определяется только упругостью резины. Следовательно, износ соприкасающейся с резиной металлической поверхности будет в этом случае значительно меньше [1].

Изготовление одного из элементов пары трения из эластичного материала, в качестве которого применяется резина, позволило создать опоры, которые отличаются простотой и высокой износостойкостью при работе в промывочных жидкостях с небольшим содержанием твердой фазы. Вследствие высокой эластичности резиновой поверхности компенсируются некоторые дефекты и неточности изготовления и сборки подшипника, повышается равномерность распределения осевой нагрузки по ступеням осевой опоры, несколько сглаживаются ударные нагрузки на элементы опоры.

### **1.1.9 Подшипники качения в забойных двигателях**

Использование подшипников качения в качестве опор винтовых забойных двигателей обусловлено рядом их преимуществ по сравнению с резинометаллической опорой скольжения. Основное из этих преимуществ состоит в том, что подшипники качения позволяют уменьшить потери на трение в опорах и тем самым увеличить механический к. п. д. двигателя. Подшипники качения имеют значительно меньшие потери на трение при запуске (момент трогания) и при небольших частотах вращения.

С увеличением глубины бурения и ростом неравномерности передачи осевой нагрузки на долото, усложнением условий работы забойного двигателя и долота, повышением плотности и вязкости промывочной жидкости преимущества подшипников качения по сравнению с резинометаллическими опорами скольжения возрастают. Процесс чистого (или свободного) качения состоит в том, что поверхности взаимно перекатывающихся тел непрерывно меняют участки контакта без видимого скольжения. Однако в реальных условиях свободное качение наблюдается

редко. Качение обычно сопровождается проскальзыванием одного контактирующего тела относительно другого. Такое проскальзывание особенно велико в бессепараторных подшипниках, что увеличивает трение скольжения между шариком и беговой дорожкой. Однако современные открытые подшипники гидравлических забойных двигателей конструируются без сепараторов. Это обусловлено тем, что отсутствие сепаратора позволяет увеличить диаметр шариков и их число, что, в свою очередь, повышает грузоподъемность подшипника. Это особенно важно в условиях ограниченных диаметральных габаритов забойного двигателя.

#### **1.1.10 Сравнительная оценка осевых опор различных типов**

Из сравнения возможностей осевых опор различных типов можно заключить следующее:

1. Резинометаллическая осевая опора эффективно работает при бурении с промывкой водой или маловязкими и глинистыми малозагрязненными растворами. В этих условиях она обладает высоким коэффициентом полезного действия и достаточной стойкостью.

2. Бурение с применением утяжеленных глинистых растворов лучше вести забойными двигателями с осевыми подшипниками качения, так как потери на трение в этих опорах в меньшей степени зависят от загрязненности промывочной жидкости.

3. Резинометаллическая осевая опора имеет низкие потери на трение при высоких частотах вращения (от четырехсот до восьмисот оборотов в минуту) и смазке водой или глинистым маловязким раствором незагрязненным. При высокой частоте вращения и применении абразивной жидкости износстойкость резинометаллической пяты выше долговечности опоры на подшипниках качения.

4. Коэффициент трения резинометаллической пяты существенно возрастает (в 2—3 раза и более) при уменьшении частоты вращения, поэтому целесообразно в забойных двигателях с низкими частотами вращения использовать осевую опору качения.

5. При бурении на больших глубинах и неравномерной передаче осевой нагрузки на двигатель с ростом плотности, вязкости и температуры промывочной жидкости преимущества опор качения по сравнению с резинометаллическими возрастают. В этих условиях в забойных двигателях следует применять опоры качения.

6. Применение резинометаллической опоры скольжения ограничено забойными температурами 110°C. Опоры качения не имеют температурных ограничений.

7. Эксплуатационные качества опор скольжения повышаются с увеличением диаметра забойного двигателя, так как при этом улучшаются характеристики трения и износа. Преимущества опор качения, наоборот, возрастают с уменьшением диаметра забойного двигателя.

## **1.2 Рабочий процесс винтового двигателя**

Поверхности статора винтовые и поверхности ротора делят рабочий двигателя объем на полостей ряд. Полости, связанные с высокого областями и низкого областями давлений, называют камерами, а полости замкнутые называют шлюзами. В сечении поперечном камеры имеются, разделенные между собой линией контактной. Камера каждая по мере вращения связывается периодически с полостями низкого, высокого давлений и в каждый заданный времени момент шлюзом становится. На длине шага одного происходит полостей разобщение, находящихся ниже, выше органов рабочих. Поверхности зубьев винтовых статора и ротора, пересекаясь взаимно, отсекают область давления высокого жидкости от области давления низкого и препятствуют перетоку свободному жидкости. Под действием давления жидкости перепада образуется момент врачающий, передаваемый шпиндельному валу. Чем больше давления перепад на винтовом забойном двигателе, тем больше момент врачающий.

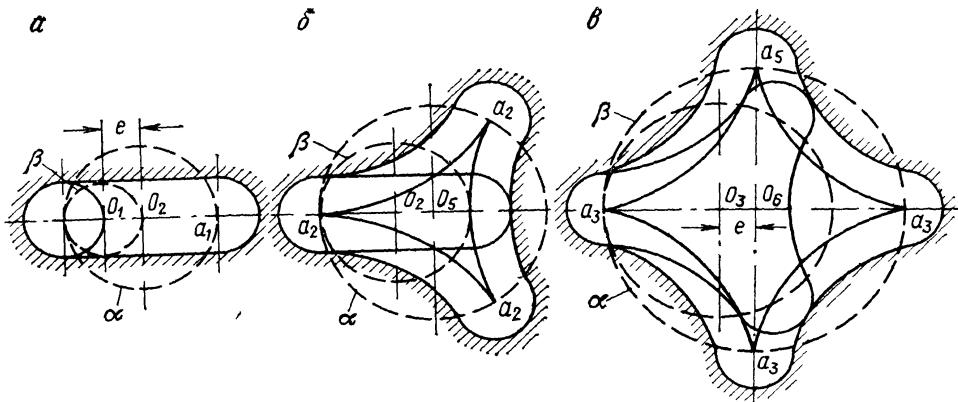


Рисунок 1.3. Кинематика рабочих органов двигателя винтового забойного с различным числом зубьев:

*a* — однозаходный, *b* — двухзаходный, *c* — трехзаходный,

$O_1$  и  $O_2$  — оси ротора и статора,

$e$  — эксцентрикситет,  $a_1, a_2 \dots, a_5$  — точки контакта;

$\alpha$  и  $\beta$  — начальные окружности.

По действия принципу двигатель винтовой забойный сравнивать можно с гидравлическим поршневым двигателем, снабженным рабочим органом - поршнем, перемещающимся вдоль по винтовой линии ротора оси. Поршня роль выполняют поверхности отсекающие ротора винтового. В поперечном каждом сечении рабочих органов кинематика характеризуется начальными двумя окружностями (рисунок 3). В винтовых машинах ротор совершает движение планетарное. Оси ротора смещение относительно оси статора называется двигателя эксцентрикситетом  $e$ .

Ротор однозаходный относительно центра не симметричен в своей окружности начальной. Ротора сечение собой представляет круг с центром  $O_1$ , а статора сечение представляет собой овал, относительно точки  $O_2$  симметричный. Винтовые двигатели с однозаходным ротором просты довольно по конструкции, поэтому широко применяются в различных отраслях промышленности [2].

Роторные винтовые двигатели обладают рядом преимуществ, что позволяет использовать их как двигатели забойные:

Нет клапанных или распределителей золотниковых жидкости потока.

Нет перемещения относительного труящихся деталей пары статор, ротор.

Нет непрерывного изменение положения линии контакта рабочих органов при вращении ротора позволяет потоку бурового раствора удалять абразивные частицы из камер и шлюзов.

Условия создания шлюзов в паре ротор - статор объемных винтовых двигателей следующие:

- a. число зубьев или заходов статора  $Z_1$  должно быть на единицу больше зубьев ротора  $Z_2$ ;
- b. отношение шага зубьев статора  $T$  к шагу зубьев ротора  $t$  должно быть пропорционально отношению числу их зубьев, т. е.

$$\frac{T}{t} = \frac{Z_1}{Z_2}, \quad (1.2)$$

Отношение чисел зубьев ротора и статора называется передаточным отношением:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (1.3)$$

Винтовой забойный двигатель теоретически иметь может передаточное любое отношение. Двигатели с механизмами малой ходовой характеристики винтовыми развивают большие частоты вращения при небольшом вращающем моменте. По мере увеличения числа заходов ротора вращающий момент увеличивается, снижается частота вращения. Это объясняется, что винтовой механизм с ротором многозаходным исполняет роль двигателя и редуктора одновременно, отношение передаточное пропорционально которого числу ротора заходов.

### 1.3 Выводы

В главе рассмотрен принцип действия и устройство винтового забойного двигателя, двигатели для наклонно-направленного и горизонтального бурения, конструкции винтовых забойных двигателей марки Д. Проведен анализ статистической информации, в результате которого обнаружены недостатки конструкции в виде частого износа прорезиненных уплотнений. Так же рассмотрены факторы, влияющие на износ узлов и деталей, характерные виды износа основных деталей, рабочие органы винтового забойного двигателя, опоры винтовых забойных двигателей, подшипники скольжения и качения в винтовых забойных двигателях. Проведена сравнительная оценка различных серий винтовых забойных двигателей, рассмотрен их рабочий процесс. В результате рассмотрения изложенного можно сделать вывод о недостаточной надёжности основных элементов винтовых забойных двигателей.

## **2 Анализ научно-технической информации**

### **2.1 Обзор патентной информации**

Патент № 943388 «Винтовой забойный двигатель».

Изобретение относится к бурению нефтяных, газовых и геологоразведочных скважин, а именно – к забойным двигателям.

Целью изобретения – повышение долговечности и нагружочной способности двигателя.

Указанная цель достигается тем, что ротор снабжен маховиком, жестко связан с его нижним концом.

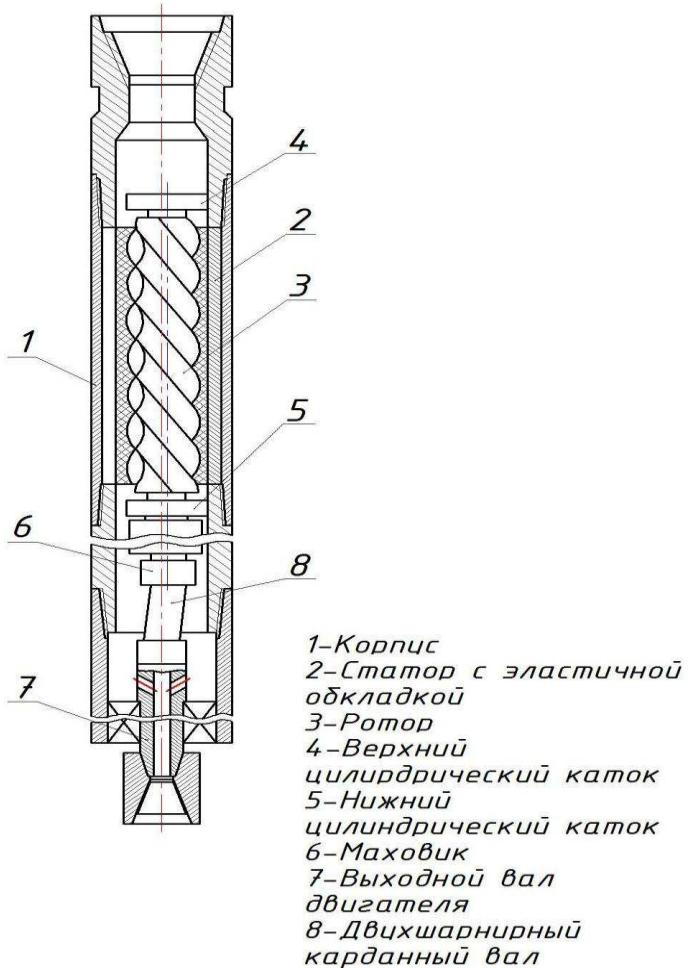


Рисунок 2.1 Патент № 943388 «Винтовой забойный двигатель»

Винтовой двигатель содержит корпус 1, в расточке которого установлен статор 2 с эластичной обкладкой, внутри обкладки статора эксцентрично размещён ротор 3, винтовые зубья которого взаимодействуют с зубьями статора. По концам ротор снабжен цилиндрическими катками 4 и 5, которые обкатываются по внутренним цилиндрическим поверхностям корпуса, выполненным соосно по отношению к обкладке статора. В нижней части ротора размещен маховик 6. Передача крутящего момента от ротора 3 к выходному валу 7 двигателя осуществляется посредством двухшарнирного карданного вала 8.

По мере нагружения двигателя перепад давления и перекаивающий момент на роторе возрастают, при этом нагрузка на каток 4 возрастает, а на

каток 5 – уменьшается. Масса маховика 6 и плечо его центра масс относительно верхнего катка 4 выбраны таким образом, что в режиме максимальной мощности двигателя, являющимся границей зоны его устойчивой работы, центробежная сила на маховике создает момент, действующий перекашивающему моменту и превышающий его по величине.

Использование предлагаемого изобретения позволяет увеличить долговечность ВЗД, а так же повысить его нагрузочную способность в рабочей зоне характеристики двигателя (от холостого хода до режима максимальной мощности) за счет устранения перекосов ротора от гидравлических сил.

Патент № 698336 «Винтовой забойный двигатель».

Изобретение относится к технике бурения скважин, а именно к забойным двигателям для бурения нефтяных и газовых скважин.

Цель изобретения является упрощение конструкции и повышение долговечности винтового забойного двигателя. Это достигается тем, что опорный узел двигателя снабжен роликом, жестко связан с ротором и имеющим торOIDные поверхности, а обоймы выполнены с коническими поверхностями, для взаимодействия с торOIDными поверхностями ролика.

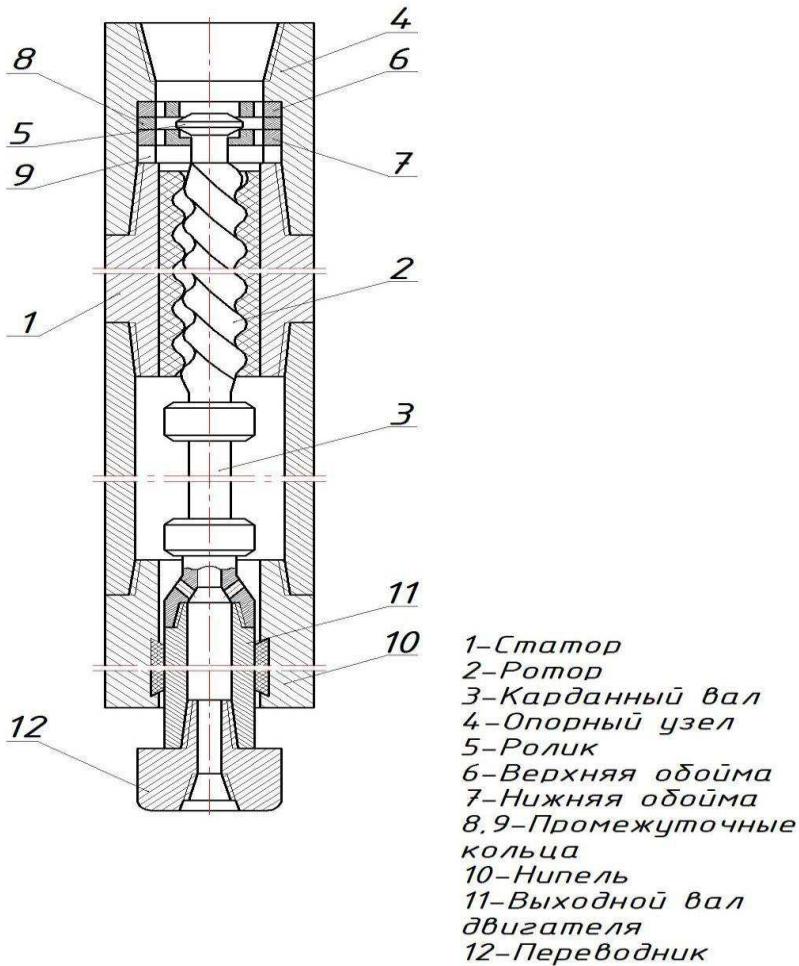


Рисунок 2.2 Патент № 698336 «Винтовой забойный двигатель»

Двигатель работает следующим образом. При подаче промывочной жидкости ротор 2 совершает планетарное движение, обкатываясь по зубьям статора. При этом в зависимости от направления действия осевой нагрузки, ролик 5 контактирует или с верхней опорой обоймы 6, или с нижней 7, и воспринимает соответствующую осевую нагрузку.

Данная форма выполнения опорного узла упрощает конструкцию двигателя, почти в 2 раза уменьшает его длину и массу, разгружает ротор от действия радиальных сил, что увеличивает его долговечность. Так как средний диаметр роликов и обойм отличаются на небольшую величину, равную двум эксцентрикитетам, то увеличенные приведенные радиусы кривизны в контакте поверхностей ролика и обойм создают невысокое напряжение в контакте ролика с обоймами, что обеспечивает необходимую несущую способность.

Двигатель может успешно применён в наклонно – направленном бурении, где для получения удовлетворительных параметров искривления ствола скважины особенно важна небольшая длина забойного двигателя.

Патент № 1385686 «Статор винтового забойного двигателя».

Изобретение может быть использовано при бурении нефтяных и газовых скважин и позволяет повысить надежность и долговечность забойного двигателя при передаче больших крутящих моментов.

Целью изобретения является повышение надежности и долговечности забойного двигателя при передаче больших крутящих моментов.

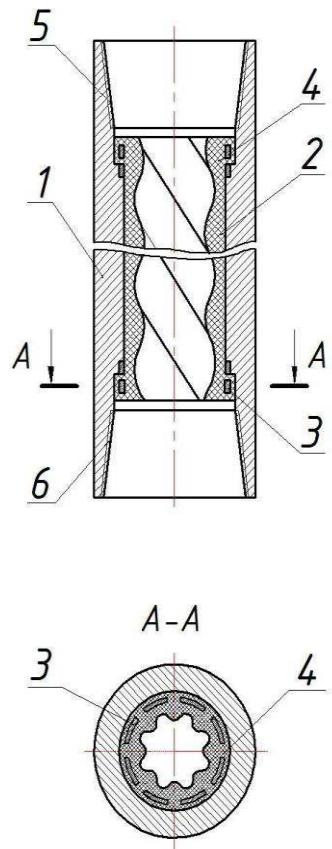
Статор забойного двигателя содержит остов 1, имеющий цилиндрическую расточку, профилированную эластичную обкладку 2. На концах выполнены дополнительные расточки, в которых установлены армирующие элементы 3. В консольной части армирующих элементов 3 размещены отверстия 4. Эластичная обкладка 2 привулканизирована к цилиндрической расточке остова статора 1 и к кольцам 3.

Статор работает следующим способом. При установке внутри него ротора после подачи промывочной жидкости, ротор осуществляет планетарное движение, обкатываясь по винтовым зубьям статора. Эластичная обкладка 2 статора воспринимает момент и осевую нагрузку, передаваемые с ротора.

Преимущества:

улучшается крепление эластичной обкладки статора к металлическому остову за счет связи рабочей части эластичной обкладки с участком, размещенным между металлическим остовом и армирующим элементом, исключены напряжения сдвига у эластичной обкладки, способствующие отрыву ее от остова;

увеличивается жесткость концевых участков эластичной обкладки, воспринимающих крутящий момент, что препятствует отрыву ее от металлического остова.



1-Корпус  
 2-Статор  
 спрофилированной  
 эластичной обкладкой  
 3-Металлическое кольцо  
 4-Отверстия  
 5-Присоединительная  
 резьба к бурильным  
 трубам  
 6-Присоединительная  
 резьба к корпусу  
 шпиндельной секции

Рисунок 2.3 Патент № 1385686 «Статор винтового забойного двигателя»

Патент № 1594258 «Винтовой забойный двигатель».

Изобретение относится к буровой технике и предназначено для преимущественного использования при бурении глубоких скважин на нефть и газ.

Целью изобретения является повышение ресурса работы двигателя за счет регулирования компенсации износа героторного механизма.

Сущность изобретения: устройство состоит из корпуса 1, внутри которого размещён многозаходный механизм, содержащий эластичный статор 2 и ротор 3. Вал шпиндельной секции 4, установленный в радиальных опорах скольжения 5, посредством вала 6 соединен с ротором 3. На внутренней поверхности статора и наружной поверхности ротора выполнена многозаходная винтовая нарезка с разницей в количестве выступов статора и ротора равной единице.

Эластичный статор выполнен из резины, причём из аналогичного материала выполнены упругие кольца 7, зажатые в корпусе совместно с жёсткими кольцами 8. Величина зазора между жесткими кольцами устанавливается регулировочным кольцом 9, устанавливаемым между верхним жестким кольцом и переводником 10.

Данная конструкция используется следующим образом. Собранный и отрегулированный двигатель спускается в скважину на бурильных трубах. Промывочная жидкость, поступая под давлением в переводник 10, попадает в полости рабочих камер героторного механизма, образованных ротором 3 и статором 2 вследствие разницы в количестве выступов на них. Возникающий на роторе крутящий момент вызывает его планетарное движение относительно статора, которое посредством вала 6 преобразуется во вращательное движения вала шпиндельной секции 4.

В процессе работы происходит износ элементов героторного механизма, увеличивается зазор между ротором 3 и статором 2 и эффективность работы двигателя падает. Впоследствии при спускоподъемных операциях отвинчивают переводник 10 и заменяют регулировочное кольцо 9 на кольцо с большей толщиной, завинчивают переводник и двигатель готов к дальнейшему использованию.

В результате этих операций уменьшается зазор между жесткими кольцами 8, что заставляет упругие кольца 7 сжимать статор 2 с большей силой, прижимая его к ротору с соблюдением необходимого натяга в рабочей паре. При этом ликвидируются зазоры, образованные за счет износа, и эффективность двигателя остается на нужном уровне.

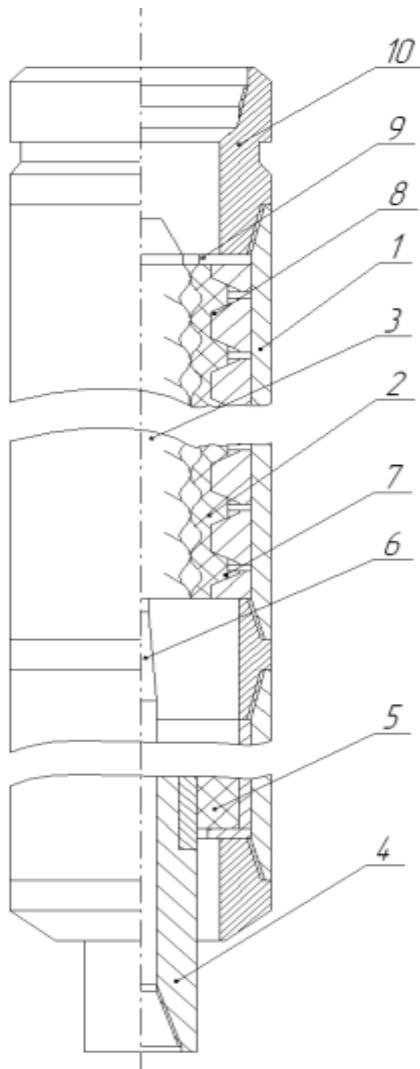


Рисунок 2.4 Патент № 1594258 «Винтовой забойный двигатель»

Преимущество данной модификации перед серийными винтовыми забойными двигателями заключается в следующем: применение упругих и жестких колец значительно повышает ресурс его работы.

К недостаткам же можно отнести:

Увеличение радиальных размеров двигателя.

Усложнение конструкции.

Патент № 2944791 «Винтовой забойный двигатель».

Изобретение относится к буровой технике и предназначено для использования в горной промышленности, в частности в конструкции забойных двигателей для отбора керна.

Целью изобретения является увеличение долговечности опорного узла и уменьшение металлоёмкости забойного двигателя для отбора керна.

Рабочие органы двигателя выполнены в виде одновинтового механизма с трубчатым торсионом и снабжены зафиксированной от проворота и размещенной между переводником и торсионом уплотнительной втулкой.

Применение уплотнительной втулки, позволяет полностью разгрузить торсион от гидравлической осевой нагрузки со стороны ротора.

Для обеспечения гидравлического поджатия уплотнительной втулки к торцовой поверхности торсиона необходимо соблюдение условия  $D_2 > D_1$ , где  $D_2$  - наружный диаметр уплотняющей поверхности между буртом втулки и верхним торцом торсиона,  $D_1$  – наружный диаметр верхней части уплотнительной втулки.

Использование предлагаемой конструкции забойного двигателя позволит:

Увеличить долговечность осевой опоры шпинделя за счёт исключения действия на неё знакопеременных нагрузок.

Уменьшить металлоемкость забойного двигателя для отбора керна за счёт использования в качестве рабочего органа героторного одновинтового механизма.

Сущность изобретения: В состав устройства входят:

1. статор 8
2. ротор 4
3. верхний переводник 2
4. опорный узел 7
5. керноприёмник 5
6. торсион 3
7. остов статора 6
8. уплотнительная втулка 1

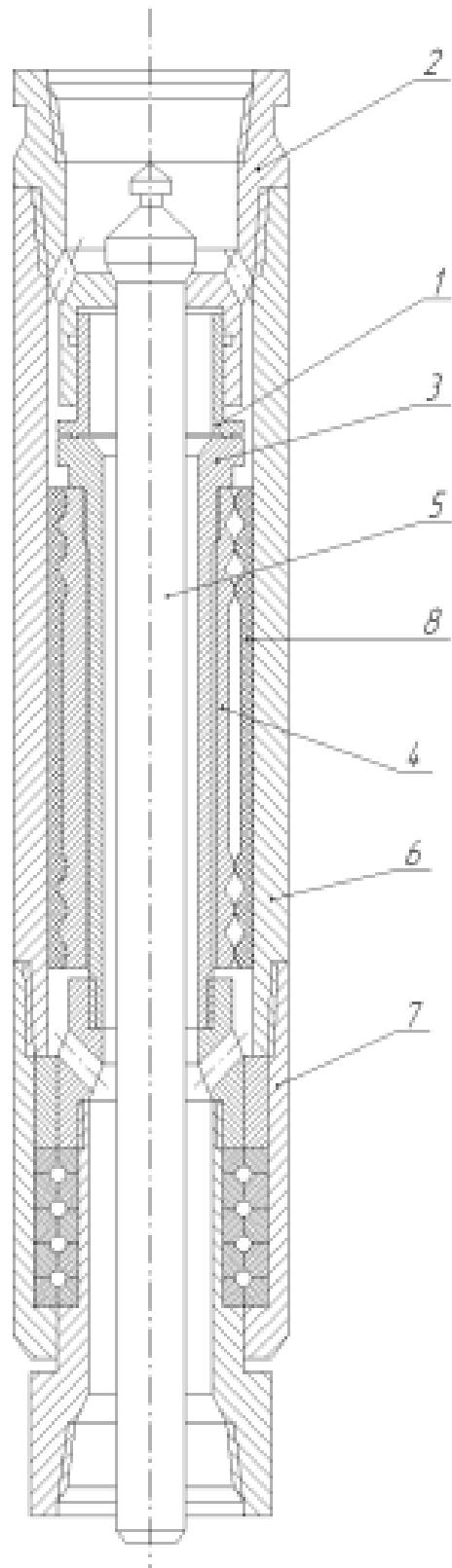


Рисунок 2.5 Патент № 2944791 «Винтовой забойный двигатель»

## 2.2 Результат обзора технической информации

В результате проведенного патентно-информационного обзора выбрано авторское свидетельство № 943388 «Винтовой забойный двигатель».

С целью повышения долговечности и нагрузочной способности двигателя, ротор снабжен маховиком, жёстко связанным с его нижним концом.

Использование предлагаемого изобретения позволяет увеличить долговечность ВЗД, а так же повысить его нагрузочную способность в рабочей зоне характеристики двигателя (от холостого хода до режима максимальной мощности) за счёт устранения перекосов ротора от гидравлических сил.

### **3 Расчеты основных параметров ВЗД**

#### **3.1 Техническое задание**

Выполнить расчет основных параметров забойных двигателей

Выполнить расчет коэффициента полезного действия

Исходные данные:

$P$  - перепад давления,  $8 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ .

$D$  - расчетный диаметр ротора,  $0,0107 \text{ m}$ .

$t$  - ротора шаг,  $1,850 \text{ m}$ .

$e$  - эксцентрикитеты,  $0,0049 \text{ mm}$ .

$z_1$  - число зубьев статора 10.

$M_0$  - удельный момент винтового двигателя  $4,3 \text{ H} \cdot \text{m}$ .

$C_e$  - безразмерный параметр, являющийся отношением эксцентрикитета

$e$  к радиусу зуба зацепления  $r$  4,3.

$Q$  - жидкости расход, в двигатель подаваемой,  $30 \frac{\text{m}^3}{\text{c}}$ .

$V_0$  - объем рабочего органа камеры двигателя,  $14,4 \text{ m}^3$ .

$T$  - шаг винтовой поверхности статора,  $2,4 \text{ m}$ .

$z_2$  - число ротора зубьев 9.

$n_0$  - частота удельная вращения вала выходного 2.

$T_p$  - наработка ротора до отказа  $T_p = 254\text{ч}$ .

$T_{ct}$  - наработка статора до отказа  $T_{ct} = 160\text{ч}$ .

$T_o$  - наработка осевой опоры до отказа  $T_o = 70\text{ч}$ .

$M$  - масса двигателя 1100 кг.

$M_p$  - момент рабочий максимальный,  $\text{H} \cdot \text{m}$ .

$T$  - назначенный ресурс двигателя Д1-195, 500 ч.

$T$  - назначенный ресурс двигателя Д2-195, 600 ч.

$\eta_{\text{ЭФ}}$  - эффективный КПД максимальный двигателя Д1-195 0,39.

$\eta_{\text{ЭФ}}$  - эффективный КПД максимальный двигателя Д1-195 0,45.

$Q$  - расход бурового раствора  $Q = 0,035 \frac{\text{m}^3}{\text{c}}$ .

### 3.1.1 Основные параметры винтовых забойных двигателей

При рабочего процесса анализе двигателя винтового действие рассматривается давления жидкости перепада в пары камерах ротор, статор на длине шага статора одного, так как на длине разобщение происходит камеры с полостями низкого давления, высокого давлений, которые расположены рабочих органов выше и ниже.

В каждом поперечном сечении на длине ротора шага возникает неуравновешенная сила гидравлическая  $R_1$  действующая на центр вращения ротора (рис. 3.1). В двигателях с многозаходным площадка ротором, на которую действует сила гидравлическая, непостоянна по шага длине. Если провести сечение второе на некотором расстоянии рассматриваемого, то гидравлическая сила возникает на единице рабочего длины органа. Вращающий момент на шаг ротора длине [2].

$$M_t = \frac{p \cdot D \cdot t \cdot e \cdot z_1}{2}, \quad (3.1)$$

$$M_t = \frac{8 \cdot 10^6 \cdot 0,0107 \cdot 1,850 \cdot 0,0049 \cdot 10}{2} = 3879$$

где  $p$  — перепад давления, Па;

$D$  — расчетный диаметр ротора, м;

$t$  — шаг ротора, м;

$e$  — эксцентризитет, мм;

$z_1$  — число зубьев статора.

Поперечная удельная сила (в Н/м) на длине половины шага ротора составляет

$$T_y = \frac{p \cdot D \cdot t}{2}, \quad (3.2)$$

$$T_y = \frac{8 \cdot 10^6 \cdot 0,0107 \cdot 1,850}{2} = 7918$$

Для определения вращающего момента винтового двигателя с однозаходным ротором используется зависимость

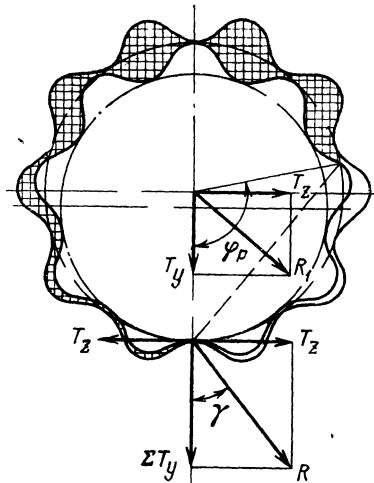


Рисунок 3.1. Схема действия сил в рабочих органах винтового двигателя. Заштрихованные полости заполнены жидкостью высокого давления, не заштрихованные — низкого давления.

$$M_t = \frac{4 \cdot p \cdot D \cdot t \cdot e}{\pi}, \quad (3.3)$$

$$M_t = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 0,0107 \cdot 1,850 \cdot 0,0049}{3,14} = 988$$

Вращающий момент винтовых двигателей можно вычислить по формуле

$$M = M_0 \cdot p \cdot D \cdot t \cdot e, \quad (3.4)$$

$$M = 4,3 \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 0,0107 \cdot 1,850 \cdot 0,0049 = 3,36$$

где  $M_0$  — удельный момент винтового двигателя.

$$M_0 = \frac{z_2 - 1}{2} + \frac{2}{\pi \cdot C_e}, \quad (3.5)$$

$$M_0 = \frac{9 - 1}{2} + \frac{2}{3,14 \cdot 1,85} = 4,3$$

где  $C_e$  — безразмерный параметр являющийся отношением эксцентриситета  $e$  к радиусу зуба зацепления  $r$ .

Момент удельный зависит от числа заходов ротора и безразмерного параметра  $C_e$ . По смыслу физическому момент удельный представляет собой момент механизма винтового с единичными размерами ( $D$ ,  $e$  и  $t$ ) и единичным давлением перепадом. Удельный минимален момент для механизмов однозаходных и с увеличением числа заходов возрастает.

Частота вращения вала двигателя объемного действия определяется по формуле

$$n = \frac{Q}{V_0}, \quad (3.6)$$

$$n = \frac{30}{14,4} = 208$$

где  $Q$  — жидкости расход, в двигатель подаваемой,  $\text{м}^3/\text{s}$ ;

$V_0$  — объем камеры органа рабочего двигателя,  $\text{м}^3$ .

Жидкости расход за один оборот вала, то есть рабочий объем винтового двигателя, можно найти из выражения

$$M_0 = F_{III} \cdot T \cdot z_2, \quad (3.7)$$

$$M_0 = 0,4 \cdot 2,4 \cdot 9 = 8,64$$

где  $F_{III}$  — площадь сечения шлюза,  $\text{м}^2$ ;

$T$  — шаг винтовой поверхности статора,  $\text{м}$ ;

$z_2$  — число зубьев ротора.

В винтовых двигателях с гипоциклоидальным центроидным зацеплением площадь сечения шлюза определяется по формуле

$$F_{III} = 2 \cdot \pi \cdot e^2 \cdot (z_2 - 1) + 8 \cdot e \cdot r, \quad (3.8)$$

$$F_{III} = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,004,9^2 \cdot (9 - 1) + 8 \cdot 0,004,9 \cdot 10,5 = 0,4$$

Кроме того, отношение передаточное определяет скорости переносного  $\omega_{PER}$  и относительного  $\omega_{OTH}$  движений, можно записать

$$\frac{\omega_{OTH}}{\omega_{PER}} = z_2. \quad (3.9)$$

После подстановок и соответствующих преобразований получим выражение для расчета вращения частоты вала выходного винтового двигателя:

$$n = n_0 \cdot \frac{Q}{e^2 \cdot T}, \quad (3.10)$$

$$n = 2 \cdot \frac{30}{1,85^2 \cdot 2,4} = 170$$

где  $n_0$  — частота удельная вращения вала выходного, безразмерный параметр, определяемый заходностью органа рабочего двигателя и коэффициентом  $C_e$ ,

$$n_0 = \frac{1}{\left[ 2 \cdot \pi \cdot (z_2 - 1) + \frac{8}{C_e} \right] \cdot z_2}, \quad (3.11)$$

$$n_0 = \frac{1}{\left[ 2 \cdot 3,14 \cdot (9 - 1) + \frac{8}{1,85} \right] \cdot 9} = 2$$

По смыслу физическому величина  $n_0$  представляет частоту собой вращения механизма винтового с единичными размерами геометрическими и единичным жидкости расходом.

Наибольшей величиной  $n_0$  обладают механизмы с однозаходным ротором.

Винтовые двигатели с одним заходом являются высокоскоростными, поэтому более являются рациональными винтовые многозаходные механизмы. В частности, для получения вращения частоты выходного двигателя вала в пределах 100—200  $\text{об}/\text{мин}$  число ротора заходов должно быть не менее восьми. В двигателях Д2 \_ 172М выбрано число заходов ротора, равное девяти.

### 3.1.2 Коэффициент полезного действия забойных двигателей

Приведенные выше значения вращающего момента и частоты вращения не учитывают объемные и гидромеханические потери при работе двигателей. На величину объемных потерь влияют как конструктивные (форма зубьев ротора и статора, твердость и толщина резиновой обкладки, длина рабочих органов и др.), так и режимные (вязкость промывочной жидкости, перепад давления на контактных линиях, частота вращения двигателя) факторы. Объемные потери в двигателе характеризуются его объемным коэффициентом полезного действия, который показывает, насколько фактическая частота вращения  $n$  при данном расходе жидкости отличается от теоретической величины  $n_T$ :

$$\eta_{OB} = \frac{n}{n_T} , \quad (3.12)$$

Гидромеханические потери связаны с трением в рабочей паре, карданном соединении, подшипниках двигателя, а также обусловлены гидравлическими сопротивлениями при движении жидкости в каналах рабочих органов и в канале вала шпинделя. Эти потери характеризуются гидромеханическим К.П.Д. двигателя, показывающим, насколько фактический вращающий момент  $M$  при данном расходе жидкости  $Q$  и перепаде давления  $p$  ниже теоретического момента  $M_T$ ;

$$\eta_{GM} = \frac{M}{M_T} , \quad (3.13)$$

Эффективный, или общий, коэффициент полезного действия гидравлического двигателя, учитывает как объемные, так и гидромеханические потери и определяется как отношение эффективной (полезной) мощности  $N_{\phi}$  на валу двигателя к подводимой гидравлической мощности  $N_{подв}$ :

$$\eta_{\vartheta\phi} = \frac{N_{\vartheta\phi}}{N_{\text{подв}}} = \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{тм}}, \quad (3.14)$$

В современных винтовых забойных двигателей К. П. Д. достигает 0,6.

### **3.1.3 Рабочая характеристика двигателя забойного**

Энергетические параметры забойного винтового двигателя гидравлического определяются его передаточным отношением, давления перепадом и расходом жидкости рабочей. При постоянном расходе  $Q$  двигатель характеризуется изменением момента вращающего  $M$  от давления перепада  $\Delta p$ , частоты вращения  $n$  вала шпинделя, мощности  $N$  и коэффициентом полезного действия  $\eta$  [2].

На рисунке 3.2 приведена рабочая характеристика винтового забойного двигателя Д2\_172.

Наибольшая частота вращения соответствует режиму хода холостого, а вращающий максимальный момент - торможения режиму при  $n=0$ . Запуск происходит двигателя при давления перепаде от одного до двух МПа. Это давление расходуется на механические и гидравлические потери. При увеличении момента торможения перепад давления возрастает, одновременно повышаются мощность и коэффициент полезного действия.

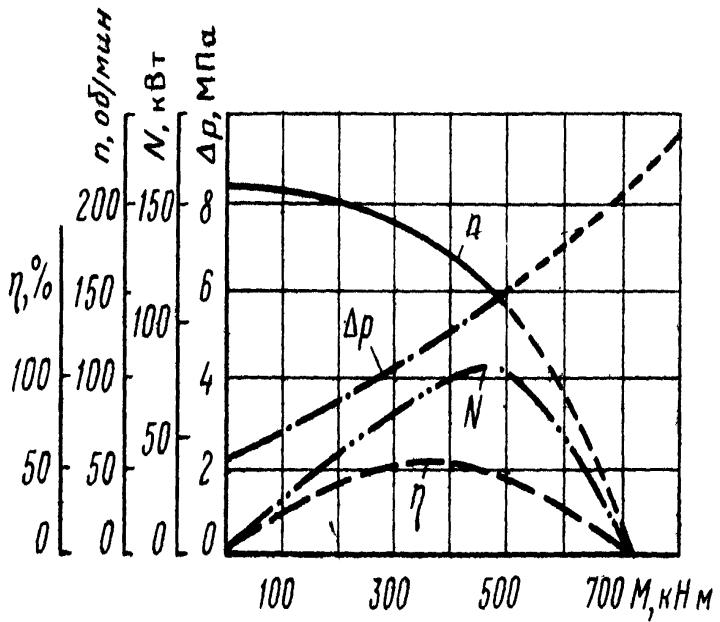


Рисунок 3.2 Рабочая характеристика винтового забойного двигателя Д2\_172 при постоянном расходе

Режим максимальной мощности называется эффективным, а наивысшего коэффициента полезного действия - оптимальным. Обычно в этих двигателях они не совпадают. Зона устойчивой работы двигателя находится между этими режимами при частотах вращения от шестидесяти до ста оборотов в минуту. В рабочем режиме коэффициент гидромеханический действия полезного составляет от четырех десятых до пяти десятых, объемный от восьми десятых до девяти десятых, а общий достигает пятьдесятых.

При достижении момента предельного торможения двигателя вал останавливается, а давления величина определяется пары герметичностью ротор, статор. При нарушении циркуляционного процесса раствора и герметичности жидкость протекает через двигатель [2].

В рабочем режиме от области холостого хода до частоты оптимального вращения  $n$  прямо пропорциональна расходу  $Q$  при изменении расхода  $Q_1$  на  $Q_2$  определяется частота

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{Q_1}{Q_2} . \quad (3.15)$$

С увеличением диапазон устойчивой работы расхода раствора расширяется. В двигателях винтовых вращения частота зависит от вращающего момента величины [2].

В двигателях этих по мере их износа при характеристики эксплуатации ухудшаются. Это объясняется через зазоры по мере их увеличения при износе повышением утечек жидкости. Износ статора и ротора по выступам а профилю зубьев приводит к герметичности рабочей пары нарушению, увеличению потерь объемных и снижению характеристики нагрузочной. Износ рабочей пары определяет срок межремонтный службы двигателя, составляющий 50 - 200 ч в зависимости от двигателя и свойств качества раствора.

### **3.1.4 Оценка технического уровня двигателя Д2-195**

Оценка технического уровня производится путём сопоставления значений показателей винтового двигателя Д2-195 с показателями лучших двигателей. Выбор показателей винтовых забойных двигателей произведен с использованием ОСТ 39-182-85 «Двигатели забойные гидравлические. Номенклатура показателей ». В качестве лучших аналогов принят винтовой забойный двигатель «Navi-Drill Mach 1,8» фирмы «Norton Christensen, Inc».

Анализ производится на основе восьми главных показателей назначения и надёжности двигателей.

Показатели назначения и габаритные размеры зарубежных аналогов приведены по данным Composite Catalog of Oil Field Equipment and Services.

Величина перепада давления винтовых забойных двигателей Д1-195 и Д2-195, также как и для зарубежных аналогов принята в виде разности давлений на рабочем режиме и режиме холостого хода.

Средняя наработка на отказ двигателя Navi-Drill Mach 1,8 определена по данным обзора «Винтовые забойные двигатели» ВНИИБТ, М., 1986.

$$\frac{1}{T_{\Delta}^2} = \frac{1}{T_P^2} + \frac{1}{T_{CT}^2} + \frac{1}{T_O^2}, \quad (3.16)$$

где  $T_{\Delta}$  - наработка двигателя на отказ;

$T_P$  - наработка ротора до отказа,  $T_P = 254\text{ч}$ ;

$T_{CT}$  - наработка статора до отказа,  $T_{CT} = 160\text{ч}$ ;

$T_O$  - наработка осевой опоры до отказа,  $T_O = 70\text{ч}$ ;

Тогда

$$\frac{1}{T_{\Delta}^2} = \frac{1}{254^2} + \frac{1}{160^2} + \frac{1}{70^2} \Rightarrow \frac{1}{T_{\Delta}^2} = 2,59 \cdot 10^{-4}$$

$$T_{\Delta} = \sqrt{\frac{1}{2,59 \cdot 10^{-4}}} = 62,11\text{ч}$$

Расчёт оценки технического уровня производился по относительным показателям сопоставимости:

$$q_i = \frac{P_i}{P_{ia}}, \quad (3.17)$$

где  $P_i$  - абсолютное значение  $i$ -го показателя оцениваемого образца;

$P_{ia}$  - абсолютное значение  $i$ -го показателя аналога;

$i = 1, 2, 3, \dots, n$ ;

$n$  - количество оценочных показателей.

Обобщенный показатель степени соответствия оцениваемого образца мировым достижениям рассчитывается по формуле:

$$K_{TY} = \frac{\sum_{i=1}^n g_i}{n}. \quad (3.18)$$

Для аналога Д2-195:

$$K_{TY} = \frac{1+1,17+1+1,89+0,96+0,55+1,23+1,18}{8} = 1,12$$

Для аналога Navi-Drill Mach 1,8:

$$K_{TY} = \frac{1,04+1,07+1+1,4+1,21+0,6+1+1,6}{8} = 1,12$$

Для аналога Dyna-Drill Delta 1000:

$$K_{TY} = \frac{1,01+1,72+1+0,74+1,21+1,1+1,38+0,74}{8} = 1,11$$

В результате приведённого расчета можно заключить, что винтовой забойный двигатель, в сравнении с зарубежными образцами, соответствует мировому уровню.

Удельная масса рассчитывается по формуле:

$$K_{YM} = \frac{M}{K_M}, \quad (3.19)$$

где  $M$  - масса двигателя, кг

$K_M$  - комплексный коэффициент.

Комплексный коэффициент характеризует энергетические показатели двигателя, его надежность и рассчитывается по формуле:

$$K_M = \frac{M_p \cdot T \cdot \eta_{\Theta\Phi}}{Q \cdot 1000},$$

(3.20)

где  $M_p$  - момент рабочий максимальный,  $H \cdot m$ ;

$T$  - назначенный ресурс двигателя, ч;

$\eta_{\text{ЭФ}}$  - эффективный КПД максимальный;

$Q$  - расход бурового раствора,  $\frac{m^3}{c}$ ;

Расчёт проводится для величины расхода  $Q = 0,035 \frac{m^3}{c}$ .

Для двигателя Д2-195:

$$K_M = \frac{7000 \cdot 600 \cdot 0,45}{0,035 \cdot 1000} = 54000$$

$$K_{YM} = \frac{1100}{54000} = 0,02$$

Для двигателя Д1-195:

$$K_M = \frac{3700 \cdot 500 \cdot 0,39}{0,035 \cdot 1000} = 20614$$

$$K_{YM} = \frac{1350}{20614} = 0,065$$

Расчёт удельной массы зарубежных аналогов не проводился, так как значение КПД, приведённые в литературе, соответствуют разности перепада давлений на рабочем режиме и режиме холостого хода.

Сравнение технических характеристик винтового забойного двигателя до и после модернизации представлена в таблице 3.1

Таблица 3.1 - Технические характеристики винтовых забойных двигателей до и после модернизации

Характеристика	До модернизации	После модернизации
Перепад давления, МПа	8	7,5
Эксцентриситет, мм	0,0050	0,0049
Удельный момент, $H \cdot м$	4,3	4,4
Расход жидкости на выходе из двигателя, $\frac{m^3}{c}$	30	31
Объем рабочей камеры, $m^3$	14,4	14,5
Шаг винтовой поверхности статора, м	2,5	2,4

Наработка ротора до отказа, ч	254	264
Наработка статора до отказа, ч	160	170
Наработка осевой опоры до отказа, ч	70	80
Ресурс, ч	500	600

## 4 Проект и реализация

### 4.1 Техническое предложение

#### 4.1.1 Описание предложения

С целью повышения долговечности и нагрузочной способности двигателя предлагается использовать авторское свидетельство № 943388.

Данное изобретение позволяет увеличить долговечность, а также повысить нагрузочную способность в рабочей зоне характеристики двигателя (от холостого хода до режима максимальной мощности) за счёт устранения перекосов ротора от гидравлических сил.

Также по результатам статистических исследований в области надёжности и работоспособности забойных двигателей в восьмидесяти процентах причиной отказа является рабочая пара, а точнее износ или полное разрушение резиновой обкладки статора, что снижает ресурс винтового забойного двигателя в целом.

На рисунке 4.1 представлена диаграмма причин отказа забойного двигателя в процентном соотношении.

Предлагаются некоторые мероприятия, которые направлены на увеличение ресурса рабочих органов.

В частности, как техническое предложение по усовершенствованию технологии, предлагается добавить в состав полимерный слой из смеси поливинилформаля и фенолформальдегидной смолы.

Целью технического предложения является повышение ресурса работы забойного винтового двигателя за счет увеличения адгезии резины к металлу до прочности резин и сохранения физикомеханических свойств резиновой втулки.

*Причины отказа винтовых забойных двигателей в процентном соотношении.*

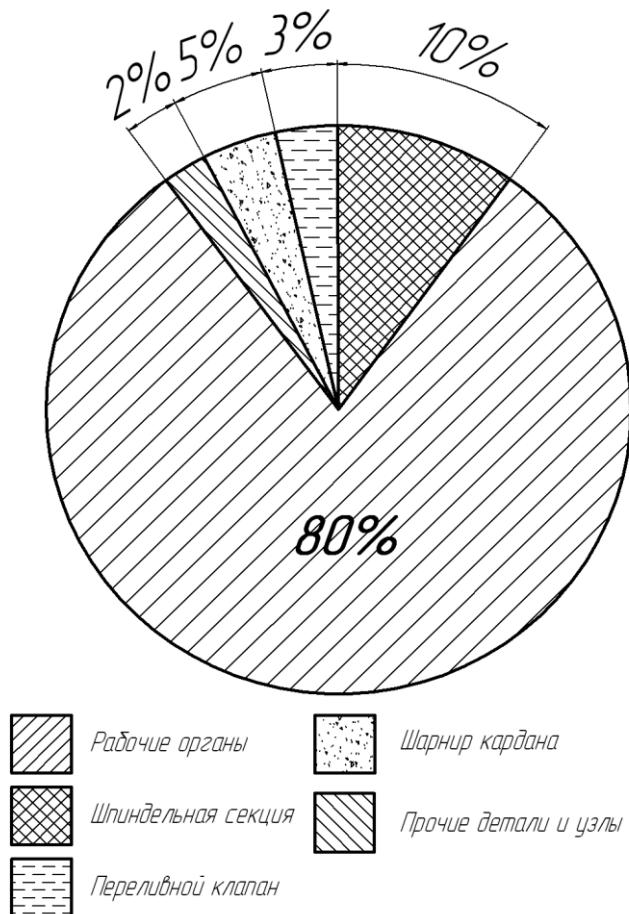


Рисунок 4.1

Указанная цель достигается тем, что статор имеет полимерный слой из смеси поливинилформаля и фенолформальдегидной смолы, размещенный между корпусом и резиновой втулкой, при этом корпус статора выполнен в виде двух полуцилиндров.

Статор состоит из металлического корпуса, выполнен в виде двух полуцилиндров, полимерного слоя из смеси поливинилформаля и фенолформальдегидной смолы, нанесенного на внутреннюю поверхность

полуцилиндров, и резиновой втулки с многозаходной винтовой нарезкой, расположенной внутри корпуса. Резиновая втулка сцеплена с полимерным слоем с помощью полиуретанового или изоцианатного клея. Статор установлен в корпусе ВЗД. Нанесение полимерного слоя на полуцилиндры корпуса производится из раствора указанных полимеров в дикрезоле. Соотношение поливинилформаля к фенолформальдегидной смоле 2:1. После нанесение раствора покрытие сушат на воздухе и термообрабатывают при 150°C до неполного отверждения. На пуансон пресс-формы закладывают сырую резину, на резину накладывают два полуцилиндра, предварительно нанося сверху полимерного слоя полиуретанового клея УРТ с 5% отвердителя - лейконата. Пресс – форму закрывают и прессуют при температуре 153°C по режиму вулканизации данной марки резины.

Выполнение корпуса в виде двух полуцилиндров позволяет производить смену отработанных статоров новыми с многократным использованием корпуса двигателя.

К преимуществам данного винтового забойного двигателя относятся:

Повышение адгезионной прочности связи резина – металл до прочности самой резины, т.е. до 200 кгс/см<sup>2</sup>, и сохранение физико – механических свойств резиновой втулки, что позволяет увеличить срок службы статора, и межремонтный период двигателя до 150 часов.

#### **4.1.2 Расчёт модернизированного образца**

##### **4.1.2.1 Определение момента для поворота вала ротора**

Минимальный момент, требуемый для поворота вала ротора с учётом существующего натяга, определяется по формуле:

$$M_{MIN} = \frac{N \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f}{\frac{2 \cdot C_c}{E_c}}, \quad (4.1)$$

где  $N$  – существующий натяг в рабочей паре ротор – статор,  $N = 0,001m$ ;

$d$  – диаметр по вершинам зубьев статора,  $d = 0,1118\text{м}$ ;

$l$  – длина контакта,  $l = 2 \cdot r_p \cdot \pi \cdot t \cdot z_1 = 10\text{м}$

$f$  – коэффициент трения,  $f = 0,26$

$C_c$  – коэффициент Ламе, определяемый по формуле:

$$C_c = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_H}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_H}\right)^2} + \mu_c, \quad (4.2)$$

где  $d_H$  – наружный диаметр обкладки статора,  $d_H = 0,132\text{м}$

$\mu_c$  – коэффициенты Пуассона статора,  $\mu_c = 0,475$

$$C_c = \frac{1 + \left(\frac{0,118}{0,132}\right)^2}{1 - \left(\frac{0,118}{0,132}\right)^2} + 0,475 = 4,999$$

$E_c$  – модули упругости статора,  $E_c = 6\text{МПа}$

$$M_{min} = \frac{\frac{0,001 \cdot 3,14 \cdot 0,118^2 \cdot 10 \cdot 0,26}{2 \cdot 4,999}}{6 \cdot 10^6} = 70,6\text{Нм}$$

#### 4.1.2.2 Расчет на соединение с натягом корпус - втулка.

Наибольшая сила осевая, которую выдержать может соединение, кН;

$$F_{oc} = P \cdot S \cdot f \quad (4.3)$$

где  $P$  – на посадочной поверхности давление, МПа;

$S = \pi \cdot d \cdot l$  – посадочной поверхности площадь,  $\text{мм}^2$ ;

$$S = 3,14 \cdot 150 \cdot 1,96 = 920,16;$$

$f$  – коэффициент трения между поверхностями, ( $f = 0,13\text{-}0,17$ ).

Наибольший крутящий момент, передаваемый соединением между стенкой корпуса и втулки,  $H \cdot m$

$$M_{kp} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot P \cdot S \cdot d \cdot f \quad (4.4)$$

Давление  $P$  на посадочных поверхностях зависит от натяга и толщины стенок охватывающей и охватываемой деталей. Согласно формуле Ламе, МПа,

$$P = \frac{\Delta}{d} \cdot \theta, \quad (4.5)$$

где  $\Delta/d$  - относительный натяг диаметральный, мм;

$\theta$  - коэффициент;

$$\theta = \frac{1}{\frac{c_{BT} - \mu_{BT}}{E_{BT}} + \frac{c_K + \mu_K}{E_K}}, \quad (4.6)$$

где  $E_{BT}, E_K$  - модуль нормальной упругости втулка, корпус;

$\mu_{BT}, \mu_K$  - коэффициент Пуассона материалов охватываемой и

охватывающей деталей, соответственно равны (1,35 и 1,43);

$c_{BT}$  и  $c_K$  – коэффициенты, которые определяем из выражения;

$$c_{BT} = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}; \quad (4.7)$$

$$c_K = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}, \quad (4.8)$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр втулки, 0,145 м;

$d_2$  – внешний диаметр корпуса, 0,172 м.

$$c_{BT} = \frac{1 + \left( \frac{0,145}{0,150} \right)^2}{1 - \left( \frac{0,172}{0,150} \right)^2} = 27,5,$$

$$c_K = \frac{1 + \left( \frac{0,150}{0,172} \right)^2}{1 - \left( \frac{0,150}{0,172} \right)^2} = 7,3,$$

Следовательно, из выражения (4.7) и (4.8) находим давление действующее на посадочные поверхности,

$$P = \frac{\Delta}{d} \cdot \frac{1}{\frac{c_{BT} - \mu_{BT}}{E_{BT}} + \frac{c_K + \mu_K}{E_K}} = \frac{E_K \cdot \Delta}{d} \cdot \frac{1}{(c_{BT} - \mu_{BT}) \cdot \frac{E_K}{E_{BT}} + c_K + \mu_K},$$

$$P = \frac{6 \cdot 10^6 \cdot 0,6}{0,15} \cdot \frac{1}{(27,5 - 1,35) \cdot \frac{6 \cdot 10^6}{5,5 \cdot 10^6} + 7,3 + 1,43} = 6,5 \cdot 10^5.$$

Отсюда, следовательно находим крутящий момент, Н м,

$$M_{kp} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 6,5 \cdot 10^5 \cdot 0,92 \cdot 0,15 \cdot 0,15 = 0,5.$$

По выражению (6.9) рассчитаем осевую силу которую может выдержать соединение с натягом, кН,

$$F_{OC} = 6,5 \cdot 10^6 \cdot 0,92 \cdot 0,15 = 897 \cdot 10^3$$

Исходя из расчетов, видно, что при посадке с натягом латунированной втулки к корпусу, соединение выдерживает очень высокие осевые нагрузки, что характерно для длительной работы двигателя.

#### 4.1.2.3 Расчёт на срыв резиновой обкладки от стенок втулки

Определим максимальную силу которую может выдержать kleевое соединение резиновой обкладки (статор) к стенке втулки. Для вулканизации используют полиуретановый клей 51К – 20 с 5% отвердителем и прочностью 20 МПа.

Сопротивление соединений с натягом и kleевых соединений сдвигу соответственно равно,

$$F = P \cdot S \cdot f \text{ и}$$

$$F_{\text{кл}} = S \cdot \tau, \quad (4.9)$$

где  $S$  – площадь посадочной поверхности;

$P$  – на посадочной поверхности давление, МПа;

$\tau$  - прочность kleевого слоя на срез, (20 – 25) МПа;

$f$  – коэффициент трения между поверхностями, ( $f = 0,2$ ).

$$F = 100 \cdot 0,92 \cdot 0,2 = 18,4$$

$$F_{\text{кл}} = 0,92 \cdot 20 = 18,4,$$

Приравнивая  $F = F_{\text{кл}}$ , получим условие равнопрочности,

$$P = \frac{\tau}{f}, \quad (4.10)$$

$$P = \frac{20}{0,2} = 100.$$

Считая по сниженному, находим пределу,

$$P = 2 / f$$

$$P = 2 / 0,2 = 10$$

при среднем значении  $f = 0,2$ , получаем давление в сто десять МПа.

Этому значению соответствуют посадки с умеренным натягом типа r5, r6, s5, s6. Kleевое соединение не вызывает напряжений в соединениях деталях, как посадка с натягом. Для kleёв горячего отверждения необходима выдержка деталей при температуре примерно сто пятьдесят градусов цельсия в течение

порядка двух часов. Клеевые собирают соединения на посадках  $H7/h6$ ,  $H7/j_s6$ ,  $H7/k6$ .

Исходя из выполненных расчетов, можно сказать, что при установке втулки в корпус, не уменьшило прочность клеевого соединения резиновой обкладки к корпусу, а наоборот повысило адгезии резины к металлу и равномерный износ, что соответственно повышает прочность соединения и срок службы рабочих органов.

#### 4.1.2.4 Расчёт на прочность

Определим максимальное предельное давление, которое может выдержать остов. Оно определяется по давлению, при котором напряжение в меридиональном сечении достигает предела текучести. Величина этого давления зависит от диаметра, толщины стенки, материала остова и вычисляется по формуле:

$$P_{II} = \frac{2\delta\sigma_T c}{D}, \quad (4.11)$$

где  $\delta$  – номинальная толщина стенки, берётся как  $\frac{D - D_B}{2}$ , где  $D_B$  диаметр

внутренней окружности каналам,  $\delta = 0,011$  м;

$\sigma_T$  – предел текучести материала,  $\sigma_T = 830$  МПа;

$D$  – наружный диаметр,  $D = 0,172$  м;

$c$  – коэффициент, учитывающий допускаемое по ГОСТ 632-80

отклонение толщины стенки от номинального значения,  $c = 0,875$ .

$$P_{II} = \frac{2 \cdot 0,011 \cdot 830 \cdot 10^6 \cdot 0,875}{0,172} = 92,9 \text{ МПа}$$

Значение придельного давления должно быть больше рабочего перепада давления в двигателе,  $\Delta P = 6 \div 8 \text{ МПа}$

$$P_{II} > \Delta P \text{ условие выполняется}$$

Рассчитаем прочность остова статора при воздействии осевой нагрузки, по следующему условию:

$$\sigma = \frac{F}{G},$$

$$\sigma \leq \frac{[\sigma]}{n} \quad (4.12)$$

где  $F$  – нагрузка, действующая на остов статора,  $F = 250 \text{ кН}$ ;

$\sigma$  – напряжение, возникающее в поперечном сечении при воздействии нагрузки  $F$ , МПа;

$[\sigma]$  – допускаемое напряжение,  $\sigma_t = 830 \text{ МПа}$ ;

$n$  – запас прочности,  $n = 1,45$ ;

$G$  – площадь поперечного сечения,  $\text{м}^2$ :

$$G = \frac{\pi(D^2 - D_B^2)}{4}, \quad (4.13)$$

где  $D$  – внешний диаметр остова статора, м;

$D_B$  – внутренний диаметр, м.

$$G = \frac{3,14 \cdot (0,172^2 - 0,150^2)}{4} = 0,005 \text{ м}^2$$

$$\sigma = \frac{250 \cdot 10^3}{0,005} = 50 \text{ МПа}$$

$$\sigma \cdot n \leq [\sigma]$$

$$50 \cdot 1,45 = 72,5 \leq 830 \quad \text{условие выполняется}$$

Из выше представленных расчетов можно заключить, что уменьшение толщины стенки корпуса, не ослабляет сечение остова, как при воздействии осевой нагрузки, так и при воздействии внутреннего давления.

## 4.2 Оценка технологичности

### 4.2.1 Оценка металлоемкости модернизированной конструкции

Определим объём снижения металлоёмкости двигателя по следующей формуле:

$$V = (V_K + V_{VB}) \cdot z_1, \quad (4.14)$$

где  $V_K$  – объём толщины стенки корпуса двигателя, определяется по выражению (рис. 13):

$$V_K = \frac{\pi(r_1 - r_2) \cdot L}{2}, \quad (4.15)$$

где  $r_1$  – наружный радиус корпуса,  $r_1=0,086$  м;  
 $r_2$  – внутренний радиус корпуса,  $r_2=0,075$  м;  
 $L$  – длина активной части корпуса,  $L=1,96\text{м}^2$ .

$$V_K = \frac{3,14(0,086^2 - 0,075^2) \cdot 1,96}{2} = 0,0055\text{м}^3$$

$V_{VB}$  – объем толщины стенки в упорной втулке:

$$V_K = \frac{\pi(r_1 - r_2) \cdot L}{2}, \quad (4.16)$$

где  $r_1$  – наружный радиус упорной втулки,  $r_1=0,075$  м;  
 $r_2$  – внутренний радиус упорной втулки,  $r_2=0,072$  м;

$L$  – длина втулки,  $L=1,96\text{м}^2$ .

$$V_K = \frac{3,14(0,075^2 - 0,072^2) \cdot 1,96}{2} = 0,004\text{м}^3.$$

$z_1$  – число зубьев статора,  $z_1 = 8$ .

$$V = \frac{(5,5 \cdot 10^{-5} + 4 \cdot 10^{-6}) \cdot 10}{1} = 0,0055\text{м}^3$$

Определим массу снижения металлоёмкости из выражения:

$$m_M = \rho \cdot V_M, \quad (4.17)$$

где  $\rho$  – плотность материала,  $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$

$V_M$  – общий объём снижения металлоёмкости,  $V_M = V = 0,0055\text{м}^3$

$$m_M = 7850 \cdot 0,0055 = 43,175\text{кг}$$

Определим процентное соотношение снижения металлоёмкости:

$$m_{\%} = \frac{m_M}{m_D} \cdot 100\%, \quad (4.18)$$

где  $m_D$  – полная масса двигателя,  $m_D = 878\text{кг}$

$$m_{\%} = \frac{43,175}{878} \cdot 100\%$$

$$m_{\%} \approx 4,9\%$$

## 4.2.2 Оценка ресурса модернизированной конструкции

Для серийных забойных двигателей по статистическим данным средняя наработка на отказ рабочих органов составляет порядка 100 – 120 часов. В большей своей части за эту наработку темп износа резиновой обкладки статора равен одному миллиметру. Определим максимальный зазор, который возможно ликвидировать с применением предлагаемой конструкции с учётом прочности на отрыв резиновой обкладки из выражения:

$$x = \frac{\sigma_C \cdot r \cdot (E_{BT} + E_C)}{E_{BT} \cdot E_C}, \quad (4.19)$$

$$x = \frac{0,7 \cdot 10^6 \cdot 0,075 \cdot (5,5 \cdot 10^6 + 4 \cdot 10^6)}{5,5 \cdot 10^6 \cdot 4 \cdot 10^6} \approx 2 \text{мм}$$

Таким образом предлагаемая конструкция позволит увеличить ресурс двигателя до появления зазора в 2мм, т.е. в двое, а средняя наработка на отказ будет равна:

$$T_{CP} = \frac{x_2 \cdot T}{x_1}, \quad (4.20)$$

где  $x_1$  – Темп износа за межремонтный период серийных двигателей,

$$x_1 = 1 \text{мм};$$

$x_2$  – Темп износа за межремонтный период двигателя предлагаемой конструкции,  $x_2 = 2 \text{мм};$

$T$  – Средняя наработка на отказ серийных двигателей,  $T = 120 \text{часам};$

$$T_{CP} = \frac{2 \cdot 120}{1} = 240 \text{часов}.$$

В заключении можно сделать выводы:

1. Предлагаемый забойный двигатель отличается простотой конструкции, что позволяет производить модернизацию имеющихся серийно

выпускаемых двигателей непосредственно в цехах капитального ремонта рабочих пар.

2. В сочетании с высоким уровнем технологичности ремонтных работ, возможно, добиться значительного увеличения ресурса двигателей в целом.

3. В результате проделанной работы наглядно видно как изменилась в лучшую сторону средняя наработка на отказ, а также темп износа резиновой обкладки статора, улучшилась прочность, уменьшился коэффициент трения.

## 5 Экономическая часть

Как известно, применение винтовых забойных двигателей в России началось в середине 60-х годах. Это был резкий скачок в нефтяной промышленности по добыче нефти и газа. Из-за большой конкуренции с зарубежными аналогами, со временем ВЗД усовершенствовали, увеличивали срок работы, делали наиболее экономически выгодные конструкции.

По данной теме бакалаврской работы. Цель модернизации заключается в усовершенствовании статора, для получения высоких показателей в бурении, увеличения срока службы и межремонтного периода, при этом, в плане экономической эффективности по сравнению с аналогом – получение наименьших затрат при спускоподъемных операциях.

### 5.1 Определение стоимости нового образца

Для определения стоимости модернизированного забойного двигателя воспользуемся выражением:

$$C_M = C_{M,D} + C_d,$$

(5.1)

где  $C_{M,D}$  – общая стоимость модернизированных деталей;

$C_{\Delta}$  – общая стоимость не модернизированных деталей.

Рассчитаем затраты на изготовление новых деталей винтового забойного двигателя. Новые детали: корпус; упорное кольцо; упорная втулка.

Затраты на изготовление всех новых деталей по статьям калькуляции приведены в таблицах.

Найдем затраты на изготовление новых деталей:

$$C_{M,\Delta} = 1243,72 + 1226,17 + 12261,05 = 14730,94 \text{ руб.}$$

Таким образом, общая стоимость не модернизированных деталей равна:

$$C_{\Delta} = C_{DB} - C_K - C_{yK} - C_{yB}$$

$$C_{\Delta} = 689904 - 8645,83 - 1097 - 1058 = 679103,17 \text{ руб.}$$

(5.2)

Отсюда следует, что стоимость модернизированного забойного двигателя равна:

$$C_M = C_{M,\Delta} + C_{\Delta} = 14730,94 + 679103,17 = 693834,11$$

$$\Delta C = C_M - C = 693834,11 - 689904 = 3930,11 \text{ руб.}$$

## 5.2 Определение общих затрат на ремонт забойного двигателя

Для экономической оценки новой конструкции винтового забойного двигателя рассчитаем общие затраты связанные с ремонтом двигателя по формуле:

$$\Sigma Z = Z_{PM} + Z_{TP},$$

(5.3)

где  $Z_{PM}$  – затраты связанные с ремонтом двигателя;

$Z_{TP}$  – затраты связанные с транспортировкой двигателя.

Для определения затрат на ремонт за базу приняты данные опытного производства Пермского филиала ВНИИБТ. Нормы времени, затраченные на ремонт одной рабочей пары справочные.

Затраты на проведение ремонтных работ определим по формуле:

$$Z_{PM} = \Sigma(N_i \cdot T_i) + Z_{ЭЛ} + Z_M ,$$

(5.4)

где  $N_i$  - норма времени на выполнение операций  $i-m$  производственным рабочим участвующим в ремонтных работах.

$T_i$  - тарифная ставка  $i-го$  рабочего;

$Z_{ЭЛ}$  - затраты на электроэнергию во время ремонтных работ,

$Z_M$  - затраты на расходные материалы.

Основными потребителями электроэнергии участка ремонта являются:

1. Пресс ДБ2238АМ.
2. Дробеструйная установка УДС.00.00.000.
3. Установка осушки воздуха А500У – 02.
4. Станок для обработки роторов 7165 – 00.00.00.
5. Протяжной станок 7540Мод.
6. Вальцы ВН – 2111.
7. Токарный станок – Турбонар 1А983.
8. Автоклав АВТМ – 1600x3000x12,5.
9. Смеситель клея СРК - 3 - 1.

Расход электроэнергии определяется как произведение потребляемой мощности каждого токоприёмника на трудоёмкость выполнения операции и определяется по формуле:

$$W = \Sigma(P_i \cdot T_i),$$

(5.5)

где  $P_i$  – потребляемая мощность  $i$ -го токоприёмника;  
 $T_i$  – трудоёмкость выполнения операции с применением  $i$ -го токоприёмника.

Трудоёмкость и потребляемая мощность каждого потребителя электроэнергии участка ремонта справочные.

$$W = 3 \cdot 13 + 2 \cdot 13 + 1,25 \cdot 22 + 0,7 \cdot 45 + 0,83 \cdot 30 + 0,2 \cdot 10 + 0,17 \cdot 10 + 0,5 \cdot 40 = 190,6 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Тогда затраты на электроэнергию во время ремонтных работ равны:

$$\mathcal{Z}_{ЭЛ} = W \cdot t,$$

(5.6)

Где  $t$  – цена 1-го кВт электроэнергии,  $t = 83$ коп.

$$\mathcal{Z}_{ЭЛ} = W \cdot t = 190,6 \cdot 0,83 = 158,2 \text{ руб.}$$

Тогда затраты на расходные материалы равны:

$$\mathcal{Z}_M = 12,4 \cdot 235 + 9 \cdot 15 + 0,3 \cdot 262 + 0,6 \cdot 225 = 3262,6 \text{ руб.}$$

Определим затраты на проведение ремонтных работ в целом:

$$\begin{aligned} \mathcal{Z}_{PM} &= \Sigma(N_i \cdot T_i) + \mathcal{Z}_{ЭЛ} + \mathcal{Z}_M \Rightarrow \\ &(3,26 \cdot 8,7 + 0,17 \cdot 9,65 + 10,08 \cdot 10,32) + 158,2 + 3377,6 = 3634,644 \text{ руб.} \end{aligned}$$

(5.7)

Найдем затраты на транспортировку забойного двигателя по формуле:

$$Z_{TP} = C_1 \cdot L \cdot m,$$

где  $C_1$  - стоимость перевозки одной тонны груза на один километр автотранспортом по тарифной сетке принятой в ОАО «Сузун»,  $C_1 = 2,5 \text{ руб.}$ ;

$L$  - расстояние от ремонтного цеха базы славянка до байкитской буровой,  $L = 110 \text{ км.}$ ;

$m$  - масса двигателя,  $m = 878 \text{ кг.}$

$$Z_{TP} = 2,5 \cdot 110 \cdot 0,878 = 241,45 \text{ руб.}$$

По формуле определим общие затраты связанные с ремонтом одного забойного двигателя:

$$\Sigma Z = Z_{PM} + Z_{TP} = 3634,644 + 241,45 = 3876,094 \text{ руб.}$$

Для определения общих затрат связанных с ремонтом новой, предлагаемой конструкции винтового забойного двигателя воспользуемся выражением:

$$\Sigma Z_H = Z_{PM.H} + Z_{TP.H},$$

(5.8)

где  $Z_{PM.H}$  - затраты связанные с ремонтом новой конструкции двигателя,

$$Z_{PM.H} = Z_{PM},$$

(5.9)

$Z_{TP.H}$  - затраты связанные с транспортировкой новой конструкции двигателя, определяемые из выражения:

$$Z_{TP} = C_1 \cdot L \cdot m_H, \\ (5.10)$$

$$Z_{TP} = 2,5 \cdot 110 \cdot 0,859 = 236,22$$

где  $m_H$  – масса нового двигателя,  $m_H = 859 \text{ кг}$ .

Тогда общие затраты на ремонт новой конструкции будут равны:

$$\begin{aligned} \Sigma Z_H &= Z_{PM,H} + Z_{TP,H} = Z_{PM} + C_1 \cdot L \cdot m_H \Rightarrow \\ \Sigma Z_H &= 3634,644 + 2,5 \cdot 110 \cdot 0,859 = 3870,869 \text{ руб.} \\ (5.11) \end{aligned}$$

Следовательно разность между общими затратами при ремонте старой конструкции и новой равна:

$$\Delta Z = \Sigma Z - \Sigma Z_H = 3876,094 - 3870,869 = 5,22 \text{ руб.}$$

### **5.3 Рентабельность внедрения нового двигателя**

Рассчитаем экономию внедрения нового двигателя по формуле:

$$\begin{aligned} \Theta &= \Sigma Z_{CPO} - \Sigma Z_{CPO,H}, \\ (5.12) \end{aligned}$$

где  $\Sigma Z_{CPO}$  – затраты по скважине на спускоподъёмные операции;

$\Sigma Z_{CPO,H}$  – затраты по скважине на спускоподъёмные операции с использованием двигателя новой конструкции.

Для определения затрат на операции спуска и подъёма за базу принятые данные по скважине №73ЭГ Юрубченской площади. Стоимость операций по интервалам приведена справочно.

Так как ресурс новой конструкции в два раза выше чем ресурс серийных двигателей того же типоразмера то операции спуска и подъема на интервале от 1636 – 1737 м будут отсутствовать, следовательно, выражение 6.3.1 примет вид:

$$\mathcal{E} = Z_d,$$

где  $Z_d$  – затраты на спускоподъёмные операции связанные с заменой отработанной двигательной секции забойного двигателя

По данным ЗАО «Бузулукбурсервис» цена двигательной секции составляет:  $Z_d = 71398 \text{ руб.}$

Таким образом, экономия от внедрения винтового забойного двигателя предлагаемой конструкции на скважине №73ЭГ Юрубченской площади составит 71398 рублей.

В заключении можно сделать вывод, что конструкция усовершенствованного двигателя упрощена в отличие от аналога. В частности это обосновывается снижением металлоемкости. Масса серийного двигателя составляет 878 кг., а модернизированного 813,5 кг., разница получается порядка 7,3%, что значительно влияет на экономии материала. Сократили время на проведение ремонтных работ до 13,5ч. по сравнению с 25 ч.

Так же по данным ПАО «Востсибнефтегаз» ЗАО «Красноярскгеофизика», срок службы серийного винтового забойного двигателя марки Д2-172М составляет 230-250 ч., а межремонтный период в среднем 80 ч.

В данной бакалаврской работе был произведен расчет на прочность и долговечность. В итоге получили, что срок службы усовершенствованного двигателя составляет 420 ч. и межремонтный период более 160ч.

Вывод: В сочетании с качественным выполнением ремонтных работ можно добиться значительного увеличения ресурса двигателя в целом, тем самым понизив затраты и время на ремонт более чем в 2 раза.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В результате проделанной работы были проанализированы статические данные в области надежности и работоспособности винтовых забойных двигателей. На стадии анализа определены характерные причины отказов забойных двигателей, что позволило разработать меры по повышению ресурса работы двигателей в целом.

В работе разработано техническое предложение по модернизации двигательной секции, которое позволяет увеличить срок службы забойного двигателя вдвое и сэкономить при этом на ремонтных работах более 6-ти миллионов рублей за год.

## **СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

- 1 Анульев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя в трёх томах / В. И. Анульев - М: Машиностроение, 1979 год - 1864с.
- 2 Багремов Р.А. Буровые машинные комплексы, Учебник для вузов. - М.: Недра, 1988 - 501с. 3. Коваленко В.И., Холодов А.Н. Оборудование для очистки и приготовления буровых растворов. - М.: Недра 1992 - 74с.
- 3 Булатов А.И. Пеньков А.И. Проселков Ю.И. Справочник по промывке скважин. Справочное пособие - М.: Недра, 1984 год - 317 с.
- 4 Лобкин А.Н. Обслуживание и ремонт буровых установок: Учебное пособие для учащихся профтехобразования и рабочих на производстве. - М.: Недра, 1985. - 320с.
- 5 Ильевский А.Л. Буровые машины и механизмы / А.Л. Ильевский - М: Недра, 1880 год - 391с.
- 6 Ильевский А.Л. Миронов Ю.В. Чернобыльский А.Г. Расчет бурового оборудования. Учеб. пособие для вузов. - М: Недра, 1985 - 452с.
- 7 Муравенко В.А. Муравенко А.Д. Буровые машины и механизмы в двух томах. Справочно-информационное издание - М: Недра, 2002 год - 520 с.
- 8 Макушкин, Д.О. Расчет и конструирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов./Д.О. Макушкин.- Красноярск:ИПЦ КГТУ, 2005.
- 9 Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко – Киев: Нукова Думка - 1975год - 704с.
- 10 Симонянц С.Л. Проблемы модернизации турбинного бурения. Тюмень: Вектор-Бук, 2003. 136 с.
- 11 Иоанесян Ю.Р., Попко В.В., Симонянц С.Л. Конструкции и характеристики современных турбобуров. М.: ВНИИОЭНГ, 1986

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа  
институт  
«Технологических машин и оборудования нефтегазового комплекса»  
кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой  
  
Э.А. Петровский  
подпись инициалы, фамилия  
« 06 » июня 2017г.

### БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

21.03.01 - Нефтегазовое дело  
21.03.01.07 - Эксплуатация и обслуживание технологических  
объектов нефтегазового производства

Повышение долговечности и эффективности винтовых забойных двигателей

Руководитель

  
подпись, дата  
06.06.2017

доцент, к.т.н.

должность, ученая степень

Выпускник

подпись, дата

А.К. Данилов

иинициалы, фамилия

Н.С. Раполис

иинициалы, фамилия

Красноярск 2017