

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Уфимский государственный нефтяной технический университет»

Кафедра «Бурение нефтяных и газовых скважин»

**РАСЧЕТ РАЙЗЕРА И ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА БУРЕНИЯ  
ПРИ РАБОТЕ С ВИНТОВЫМ ЗАБОЙНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ**

Учебно-методическое пособие  
к выполнению лабораторных работ

Уфа 2018

Предназначено для магистрантов направления 21.04.01 «Нефтегазовое дело», обучающихся по магистерской программе «Технология бурения глубоких нефтяных и газовых скважин на шельфе и на море».

Составители: Исмаков Р.А., д-р техн. наук, профессор каф. БНГС  
Аглиуллин А.Х., д-р техн. наук, профессор каф. БНГС  
Шакирова А.И., аспирант гр. А2147-14-01  
Рахматуллин Д.В., канд. техн. наук, доцент каф. БНГС

Рецензенты: Левинсон Л.М., канд. техн. наук, профессор каф. БНГС  
Лягов А.В., д-р техн. наук, профессор каф. МОНПП,  
главный специалист отдела скважин ООО «БашНИ-  
ПИНЕФТЬ»

## СОДЕРЖАНИЕ

	Введение.....	4
	Задание №1. Расчет райзера.....	6
1	Понятие «райзер».....	6
1.1	Нагрузки, действующие на райзер.....	7
1.2	Расчет нагрузок от собственного веса райзера.....	9
1.3	Расчет смещений под воздействием морских течений.....	10
1.4	Варианты задания.....	18
	Задание №2. Параметры режима бурения при работе с винтовым забойным двигателем.....	19
2	Понятие «винтовой забойный двигатель».....	18
2.1	Расчет параметров режима бурения.....	29
2.2	Варианты задания.....	36
	Список использованных источников.....	39

## ВВЕДЕНИЕ

Сегодня в мире на шельфе добывают более 35% нефти и 32% газа, геологические запасы нефти составляют 280 млрд. тонн, газа — 140 трлн. м<sup>3</sup>. Россия располагает самым обширным морским шельфом. Ввиду крайней суровости природных условий изучено только 2% арктического шельфа, площадь которого составляют 5,2 млн. км<sup>2</sup>. Тем не менее, по самым грубым оценкам, в нем скрыто более 136 млрд. т углеводородов в пересчете на нефть. Это 25% общемировых ресурсов.

Бурение скважин на море значительно труднее и дороже, чем на суше. Обусловлено это наличием водного пространства над придонным устьем скважины и необходимостью применять специальные плавучие или стационарные морские основания для размещения на них бурового оборудования и выполнения с них комплекса работ, связанных с проводкой скважин в сложных гидрологических и метеорологических условиях.

Специфические гидрологические и метеорологические условия моря, а также сильная обводненность находящихся под водной толщей горных пород ограничивают возможности и снижают эффективность применения способов, технических средств и технологий бурения, используемых на суше. Поэтому проблема повышения эффективности бурения скважин в море остается одной из наиболее важных в процессе вовлечения в производство минеральных ресурсов подводных месторождений.

При строительстве нефтяных и газовых скважин и последующей их эксплуатации также большую роль играет использование соответствующего оборудования для оптимизации процесса бурения и доведение скважины до проектной глубины. В последние годы преобладает использование компоновок с винтовым забойным двигателем в направлении, кондукторе и эксплуатационной секции. Винтовые забойные двигатели также предназначены для бурения наклонно-направленных, глубоких, вертикальных, горизонтальных и других скважин, что существенно сокращает экономические и материальные расходы.

Лабораторная работа предназначена для закрепления теоретического материала и развития расчетных навыков у магистров направления «Нефтегазовое дело» в расчете райзера (водоотделяющая колонна) и в подборе параметров для режима бурения при работе с винтовым забойным двигателем, изучаемых в дисциплине «Технология бурения глубоких скважин на шельфе и на море».

Целью данной работы является –теоретическое и экспериментальное изучение расчета нагрузок, действующих на райзер, и параметров режима бурения при работе с винтовыми забойными двигателями (определение необходимой подачи жидкости, скорости потока жидкости из насадок, потери давления на долоте, общие потери давления, расчет гидростатического давления при определенном расходе раствора, гидравлической и механической мощности двигателя, площади контакта зубьев долота с забоем, необходимой подачи насоса, давления на манифольде, коэффициента плавучести).

## ЗАДАНИЕ №1. РАСЧЕТ РАЙЗЕРА

### 1 ПОНЯТИЕ «РАЙЗЕР»

При бурении с плавучих буровых установок (ПБУ) над придонным устьем скважины обычно устанавливают водоотделяющую колонну (райзер), которая необходима для перекрытия слоя воды в месте бурения скважины для направления в нее с ПБУ буровых снарядов и инструментов, для обеспечения циркуляции бурового раствора. Райзер соединяет шельфовое сооружение с устьем скважины, находящимся на дне. Соответствующие типы райзер используются для бурения скважин и транспортировки углеводородов из скважины на сооружение.

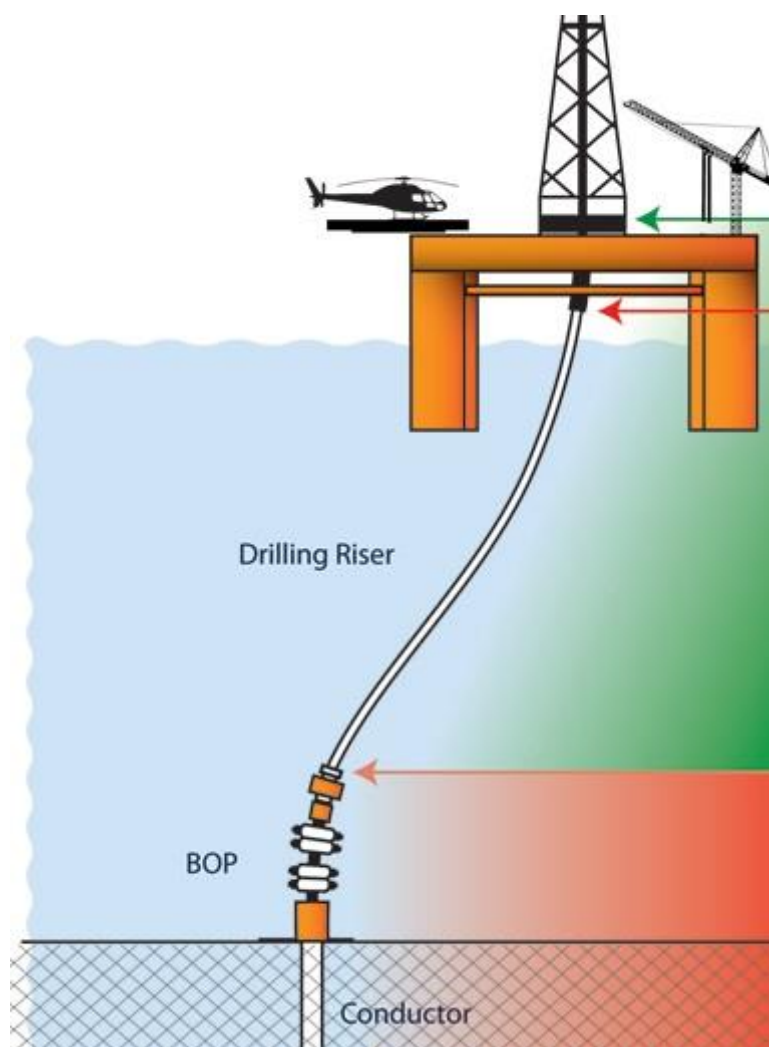


Рисунок 1.1 - Общая схема райзера

Колонна подвержена одновременному влиянию на него статических и динамических, сжимающих и изгибающих нагрузок. Все эти факторы объясняют необходимость точного и грамотного расчета напряжений в водоотделяющей колонне.

### **1.1 НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА РАЙЗЕР**

Для построения модели, необходимо задаться начальными условиями, определить какие нагрузки будут действовать на водоотделяющую колонну, и определить какие из них будут оказывать на нее наибольшее воздействие.

Наличие нагрузок и их величины будут варьироваться в зависимости от региона проведения буровых работ. На рисунке 1.2 приведена схема нагрузок действующих на водоотделяющую колонну.

Нагрузки действующие на райзер:

- собственный вес;
- морские течения;
- ветровые нагрузки;
- ледовые нагрузки;
- волновые течения.

Исходя из опыта, можно сказать, что самыми значительными нагрузками, воздействующими на тело райзера, является собственный вес и волнение моря.

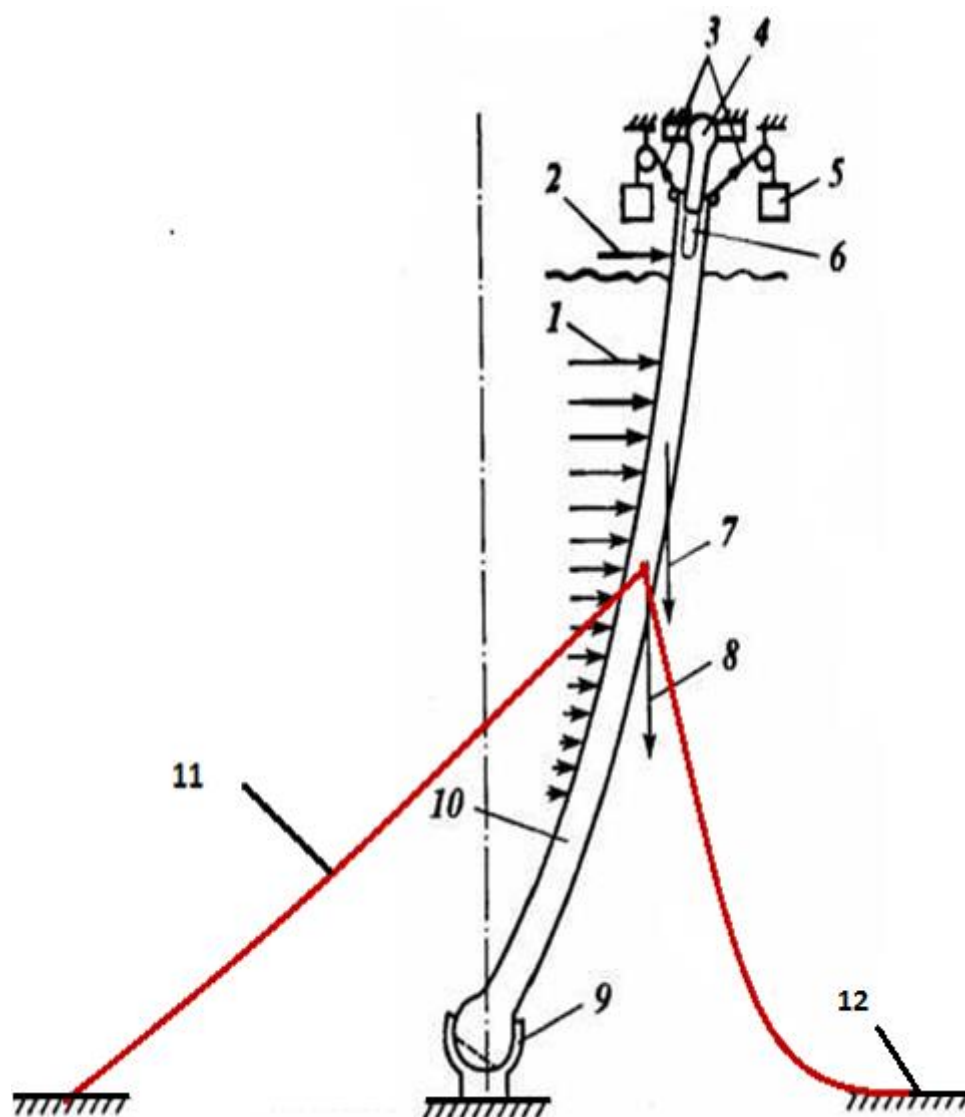


Рисунок 1.2 – Схема действующих нагрузок на водоотделяющую колонну

1 - воздействие морских течений; 2 - воздействие ветра; 3 - усилия натяжения нижней секции; 4 - верхняя секция морского стояка; 5 - натяжные устройства; 6 – телескопическое соединение; 7 - усилие от веса бурового раствора; 8 - усилие от веса морского стояка; 9 - шаровое соединение; 10 - нижняя секция морского стояка; 11 – якорная связь; 12 – крепление.

Таблица 1.1 – Характеристики модели райзера

Параметр	Значение
Наружный диаметр	0,56 м
Внутренний диаметр	0,50 м



Параметр	Значение
Длина	15 м
Материал	Сталь 45

## 1.2 РАСЧЕТ НАГРУЗОК ОТ СОБСТВЕННОГО ВЕСА РАЙЗЕРА

По свойствам нашей модели определяем, что вес нашей водоотделяющей колонны равен 5859,3 кг (рисунок 1.2), что эквивалентно примерно 60 кН. Это нагрузка от собственного веса, без учета выталкивающей силы воды (силы Архимеда). С учетом силы Архимеда нагрузка от собственного веса будет вычисляться по формуле 1.1

$$N = P - F_{\text{арх.}} \quad (1.1)$$

где  $P$  – вес колонны без учета силы Архимеда;

$F_{\text{арх.}}$  – выталкивающая сила.

Найдем силу выталкивания (силу Архимеда) по формуле 2

$$F_{\text{арх}} = \rho_{\text{жид}} \cdot g \cdot V_{\text{пт}} \quad (1.2)$$

где  $\rho_{\text{жидк.}}$  – плотность жидкости в кот. Погружено тело;

$g$  – ускорение свободного падения;

$V_{\text{п.т.}}$  – объем погруженного тела.

В свойствах модели выясняем что, объем модели равен  $0,75 \text{ м}^3$ . А в качестве жидкости погружения выступает морская вода, средняя плотность которой равна  $1025 \text{ кг/м}^3$ .

Определим значение выталкивающей силы

$$F_{\text{арх}} = 1025 \cdot 9,81 \cdot 0,75 = 7,5 \text{ кН}$$

Найдем значение нагрузки от собственного веса с учетом силы Архимеда

$$N = 60 - 7,5 = 52,5 \text{ кН}$$

### 1.3 РАСЧЕТ СМЕЩЕНИЙ ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ МОРСКИХ ТЕЧЕНИЙ

Основным параметром, определяющим смещение райзера под воздействием подводных течений, является скорость самого течения. В таблице 1.2 указаны значения скорости течений с эквивалентными им нагрузками.

Таблица 1.2 – Скорости течений с эквивалентными нагрузками

Скорость течения, м/с	Нагрузка, кН
0,25	118,3
0,5	236,6
0,75	354,9
1	473,2
1,5	709,8
2	946,4
2,5	1183,0
3	1419,6
3,5	1656,2
4	1892,8

В качестве примера выберем скорость течения равной 0,75 м/с, что эквивалентно нагрузке в 355 кН. В данном варианте расчета закрепление модели будет производиться с двух концов райзера в соответствии с рисунком 1.2. Основным отличием этого варианта расчета будет являться радиальное приложение нагрузки к телу райзера. Для этого следует указать, в качестве точки приложения, точку на наружной поверхности, расположенную по центру модели. Вектор нагрузки направляем радиально относительно модели (рисунок 1.2).

### 1.3.1 ВЕТРОВЫЕ НАГРУЗКИ

Ветровые нагрузки, действующие на морские нефтегазопромысловые сооружения, зависят от скорости ветра, площади парусности и аэродинамических параметров и его отдельных элементов. Следовательно, при оценке ветровой нагрузки изначально необходимо достоверно определить скорость ветра в районе строительства и эксплуатации сооружения. Скорость ветра является случайной величиной и порождается барическими процессами. Она может быть установлена анализом ежесуточных метеорологических сводок. На суше построены карты, по которым определяют значения скорости ветра для определения ветровой нагрузки. Однако сложнее обстоит дело с акваториями мирового океана. Для буровых платформ на море, разрушение которых связано с особо большим материальным ущербом и человеческими жертвами, рекомендуется принимать максимальную скорость ветра за последние 100 лет [15].

Используя данные полученные с Долгинского месторождения [15] найдем как изменяется нагрузка в зависимости от скорости ветра и занесем в таблицу 1.2.

Таблица 1.2 – Зависимость ветровой нагрузки от скорости ветра

Скорость ветра, м/с	Эквивалентная нагрузка, кН
1	0,2
2	2,1
3	4,7
4	8,4
5	13,1
6	19,0
7	25,8
8	33,7
9	42,6
10	52,6
11	63,7

Скорость ветра, м/с	Эквивалентная нагрузка, кН
12	75,8
13	89,0
14	103,2
15	118,4

Из справочных данных определяем, что в регионе месторождения средняя скорость ветра 5 м/с, что эквивалентно 13,1 кН. Исходя из этого делаем вывод что ветровая нагрузка пренебрежительно мала и не принимаем ее во внимание при проектировании модели.

### **1.3.2 МОРСКИЕ ТЕЧЕНИЯ**

Одним из факторов внешней среды, который оказывает силовое воздействие на сооружения, возводимые на континентальном шельфе, являются морские течения. Гидродинамическая нагрузка, действующая на водоотделяющую колонну, определяется совместным действием поверхностных волн и морских течений. Воздействие течений на райзер могут создавать значительные нагрузки.

Морские течения представляют собой поступательные перемещения водных масс, характеризующихся направлением и скоростью. При этом вертикальная составляющая скорости течения обычно невелика и ее значением в первом приближении пренебрегают. Морские течения подразделяются на ветровые (дрейфовые), градиентные и приливо-отливные. Дрейфовые течения вызываются силами трения между воздушными потоками и поверхностью воды. Градиентные течения обусловлены горизонтальным градиентом гидростатического либо атмосферного давления. Приливо-отливные течения существуют благодаря гравитационным воздействиям луны и солнца на водные массы земли. По устойчивости морские течения подразделяются на постоянные, периодические и временные.

Постоянные течения характеризуются незначительным изменением вектора скорости в течение относительно длительного промежутка времени. Периодические характеризуются повторяемостью через определенные промежутки времени по направлению и скорости течения. Временные течения обусловлены непериодическим действием внешних сил.

По глубине течения квалифицируются на поверхностные, глубинные и донные. Поверхностное течение это сумма всех видов течений в поверхностном слое воды. Донные течения наблюдаются при сейшах и приливах.

Морские крупномасштабные течения имеют региональный характер, Устойчиво существуя в определенном регионе моря. Наиболее крупные из них изучаются в течение ряда лет. Информация о параметрах этих течений (скоростях направлениях, а также о сезонных и многолетних колебаниях) доступна для анализа.

Следует особо отметить, что в реальных условиях водоотделяющая колонна подвергаются совместному воздействию течений и волн. Разработанные рекомендации не позволяют учитывать совместное воздействие.

Следует отметить, что на ранних стадиях проектирования принято пользоваться более простыми рекомендациями, например, нагрузку от течения на опорный блок платформы допускается определять по следующей формуле 1.3.

$$F_{\text{теч}} = 0,5 \cdot \rho \cdot C \cdot A \cdot V \quad (1.3)$$

где  $C$  – коэффициент лобового сопротивления;

$V$  – не возмущенная средняя по высоте тела скорость течения, м/с;

$A$  – площадь проекции наружного контура подводной части на плоскость, нормальную потоку, м<sup>2</sup>;

$\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>.

Используя теоретические данные [13], [16] строим таблицу 1.3 зависимости нагрузки от скорости течений.

Таблица 1.3 – Зависимость нагрузки от скорости течения

Скорость течения, м/с	Нагрузка, кН
0,25	118,3
0,5	236,6
0,75	354,9
1	473,2
1,5	709,8
2	946,4
2,5	1183,0
3	1419,6
3,5	1656,2
4	1892,8

Среднее значение скорости подводных течений принимает значение 0,75 м/с [17], что соответствует значению нагрузки в 354,9 кН.

### 1.3.3 ЛЕДОВЫЕ НАГРУЗКИ

Значительная часть морских месторождений нефти и газа находится в море, на шельфе замерзающих акваторий, поэтому конструкции будут подвергаться силовому воздействию ледяных образований. Суровые ледовые условия на этих акваториях потребуют создания ледостойких сооружений. Обеспечение надежности таких сооружений возможно лишь при решении проблем достоверного определения ледовых нагрузок. В последние годы активно исследовались процессы взаимодействия ледяных образований с морскими гидротехническими сооружениями. Это породило большое количество рекомендаций по расчету ледовых нагрузок. Со временем специалисты стали лучше понимать механизм взаимодействия ледяных образований с гидротехническими сооружениями. Это привело к постепенному снижению расчетных значений ледовых нагрузок на гидротехнические сооружения.

Согласно классификации, предложенной И.С. Песчанским, льды делятся на семь классов:

1. Атмосферные льды — снег, иней, град и гололед.
2. Поверхностные льды — на акваториях океанов, морей, озер, рек и небольших водоемов.
3. Внутриводные льды — первичные ледяные кристаллы, образующиеся в толще воды.
4. Материковые льды — ледники, льды многолетней мерзлоты, погребенные льды.
5. Мерзлота — образуется в литосфере.
6. Погребенные льды — скрыты от дневной поверхности толстым слоем фунтовых отложений.
7. Искусственные льды — созданные человеком с помощью различных технологий.

Наибольший интерес в соответствии с целью данной работы представляют поверхностные льды акваторий, которым уделено основное внимание.

Лед — это одна из форм агрегатного состояния воды, представляющая твердое кристаллическое тело. Процессы формирования морского и речного льда ограничены, поскольку в морской воде содержится соль.

При расчетах ледовых нагрузок на гидротехнические сооружения необходимо учитывать максимальные плановые размеры и толщину расчетного ровного ледяного поля, которое может появиться в течение срока службы и заданном речном створе.

Следует отметить, что даже в морях Арктики и Антарктики в течение длительных зимних периодов часть акватории бывает свободной от дрейфующих льдов. Ледовая ситуация на морях изменчива во времени и зависит от многих природных факторов. Она оценивается несколькими характеристиками. К первой из них относится степень покрытия акватории льдом. Ее оценку осу-

ществляют в баллах по десятибалльной шкале. Отсутствие льда на наблюдаемой акватории (чистая вода) соответствует 0 баллов, а полное ее покрытие ледовыми образованиями — 10 баллам. Ко второй характеристике относятся типы ледовых образований, к третьей — их размеры, а к четвертой — прочностные параметры ледовых образований. В целом ледовая ситуация зависит от суровости того или иного зимнего сезона, который определяется суммой отрицательных градусо-дней.

Величина ледовой нагрузки на проектируемое сооружение в первую очередь зависит от прочностных характеристик расчетного ровного ледяного поля в районе строительства. Прочностные характеристики ровных ледяных полей в районах будущего строительства изучаются в процессе инженерных изысканий в течение ряда лет в соответствии с требованиями соответствующих нормативных документов [18] наиболее целесообразно такие работы проводить с бортов специализированных судов в условиях открытого моря. В случаях, когда будущие морские гидротехнические сооружения планируется возводить на относительно небольших расстояниях от береговой линии или в заливах, губах, проливах и бухтах, то такие изыскания проводятся с береговых баз.

Таким образом, достоверные значения прочностных характеристик ровных ледяных полей могут быть получены на основании анализа обобщенных результатов изысканий в течение нескольких зимних сезонов в районе будущего строительства и с учетом обработки данных наблюдений за температурами воздуха ближайшей к месту строительства гидрометеорологической станции.

Расчеты ледовых нагрузок на гидротехнические сооружения производятся в процессе их проектирования с учетом природно-климатических характеристик района будущего строительства. На основании анализа результатов изысканий типов ледовых образований, их прочностных и метрических характеристик, конструкции сооружений и многообразия расчетных случаев, которые могут быть реализованы в период службы сооружения.



Основным нормативным документом по определению ледовых нагрузок на проектируемые морские гидротехнические сооружения в настоящее время в России является СНиП 2.06.04-82\* , а также дополнение и уточнение к этим нормам.

Исходя из данных [14] строим таблицу 1.4 отражающую зависимость величины ледовой нагрузки от толщины льда.

Таблица 1.4 – Зависимость ледовой нагрузки от толщины льда

Толщина льда, м	Нагрузка, кН
1	14,2
2,5	88,7
5	354,8
7,5	798,3
10	1419,3
12,5	2217,7
15	3193,5
17,5	4346,7
20	5677,3

### **1.3.4 СУММАРНЫЕ НАГРУЗКИ НА ВОДООТДЕЛЯЮЩУЮ КОЛОННУ**

В итоге, рассмотрев значения нагрузок, которые действуют на водоотделяющую колонну, делаем вывод, что наиболее значимые нагрузки на райзер оказывают подводные течения и волнения моря.

В результате расчетов пришли к следующим значениям:

- собственный вес райзера 24 кН;
- ветровая нагрузка 5м/с – 13 кН;
- подводные течения (волнения моря) 0,75м/с – 354,9 кН
- толщина льда 0,65 м – 9 кН

При создании модели водоотделяющей колонны будут учитываться нагрузки, создаваемые собственным весом конструкции и нагрузки создаваемые волнением моря.

#### 1.4 ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЯ

Построить модель райзера по заданным размерам. Произвести расчет напряжений или перемещений модели райзера для заданных условий (таблица 1.5 и 1.6).

Таблица 1.5 – Исходные данные для расчета нагрузок

Вариант	Внеш. диаметр, м	Внутр. диаметр, м	Длина райзера, м	Скорость течения, м/с
1	0,56	0,5	25	3
2	0,56	0,5	20	3
3	0,50	0,46	15	3
4	0,50	0,46	10	2,75
5	0,48	0,4	15	2,5
6	0,48	0,4	10	2,25

Таблица 1.6 – Исходные данные для расчета перемещений

Вариант	Внеш. диаметр, м	Внутр. диаметр, м	Длина райзера, м	Скорость течения, м/с
7	0,56	0,5	25	2
8	0,56	0,5	20	1,5
9	0,50	0,46	15	1
10	0,50	0,46	10	0,75
11	0,48	0,4	15	0,5
12	0,48	0,4	10	0,25

## ЗАДАНИЕ №2. ПАРАМЕТРЫ РЕЖИМА БУРЕНИЯ ПРИ РАБОТЕ С ВИНТОВЫМ ЗАБОЙНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

### 2 ПОНЯТИЕ «ВИНТОВОЙ ЗАБОЙНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ»

Под режимом бурения понимается набор необходимых параметров, обеспечивающие оптимальную механическую скорость проходки для получения максимальной коммерческой выгоды. Набор этих параметров, позволяющее получать наиболее высокие качественные и количественные показатели бурения, называется рациональным (или оптимальным) режимом бурения. В целом при работе с различным оборудованием будет отличаться и наш подход к подбору оптимального режима. В расчетной части произведем подбор параметры оптимального режима бурения при использовании винтового забойного двигателя.

ВЗД (Винтовой забойный двигатель) - двигатель объемного типа, в который буровой раствор высокого давления подается через бурильную трубу, при этом гидравлическая энергия преобразовывается в механическую энергию за счет движения ротора, приводящий главный вал и долото во вращение.

#### 2.1 Компоненты ВЗД

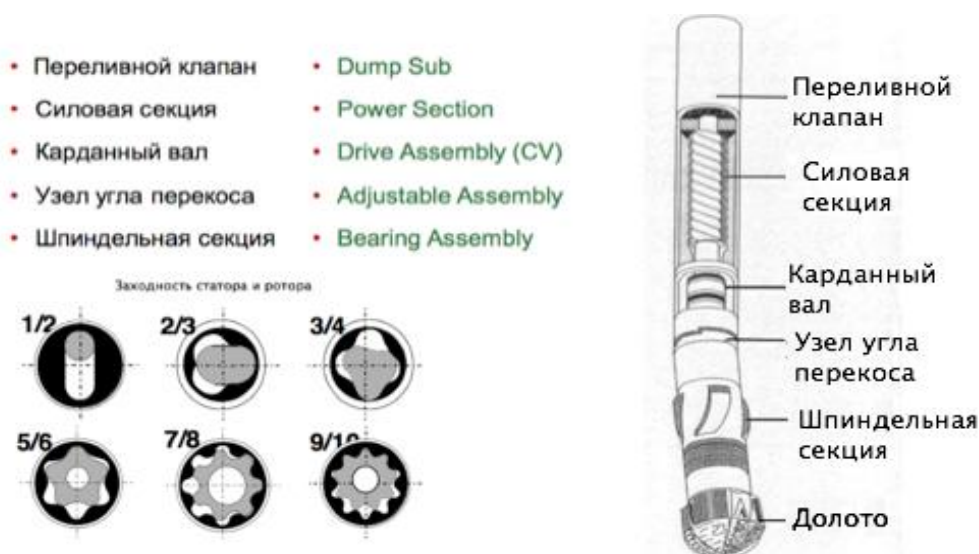


Рисунок 2.1 – Компоненты ВЗД

### 2.1.1 Переливной клапан

Переливной клапан - клапан, постоянного действия, поддерживающий заданное давление жидкости, подаваемой насосом на входе в гидросистему. Клапан устанавливается сверху двигателя и приводится в действие гидравлически. Во время спуска позволяет заполнять буровую колонну из затрубного пространства через специальные отверстия. Обеспечивает слив во время движения вверх. Когда насосы работают и давление больше 10,2 атм. (150 psi), клапан автоматически закрывается и направляет весь поток через двигатель, как показано на рисунке 2.2.

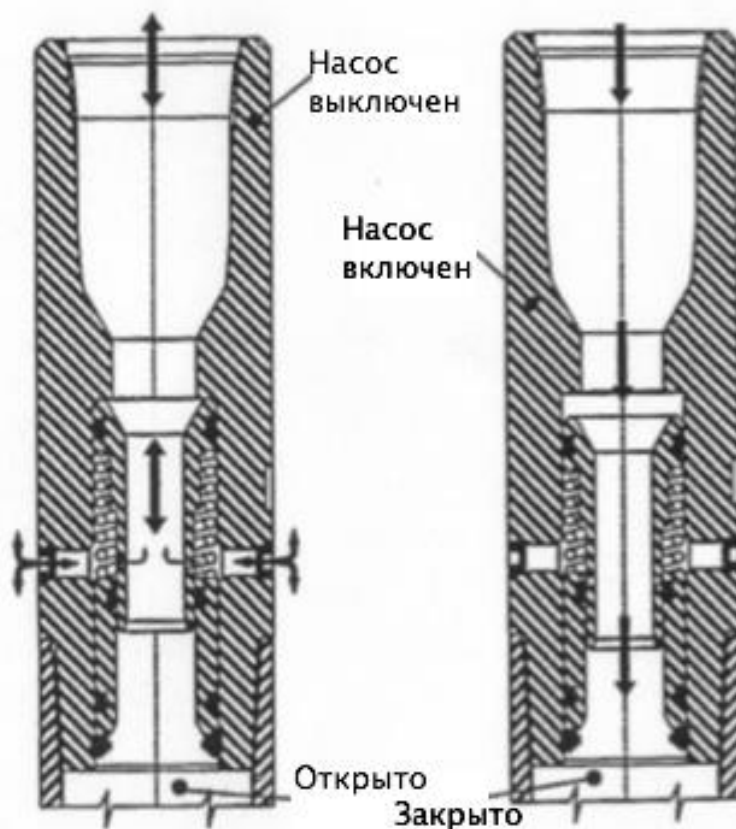


Рисунок 2.2 – Переливной клапан в действие

### 2.1.2 Силовая секция

Силовая секция – секция рабочих органов, или рабочая пара. В основе принципа работы силовой секции винтового забойного двигателя лежит изобретение гидравлического насоса объемного ротационного типа Рене Мойнью.

Силовая секция в значительной степени преобразует гидравлическую энергию бурового раствора в механическую энергию вращения долота.

Силовая секция включает в себя два компонента: статор и ротор, показанных на рисунке 2.3. Статор выполнен в виде стального корпуса, к внутренней поверхности которого привулканизирована резиновая обкладка с внутренними винтовыми зубьями левого направления. Ротор представляет собой стальной стержень с зубьями на наружной поверхности также левого направления, число которых на единицу меньше, чем у статора. Ось ротора рисунок 2.4 смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине высоты зуба.

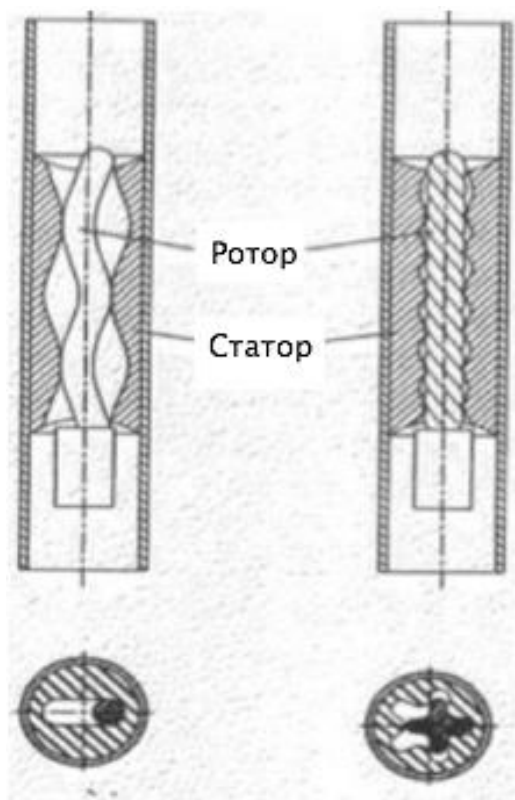


Рисунок 2.3 – Расположение ротор относительно статора

Спиральные формы на сопряженных поверхностях ротора и статора, находясь в непрерывном контакте, образует изолированные полости, через которые под действием потока гидравлической жидкости от бурового насоса проходит буровой раствор, проворачивая при этом ротор.

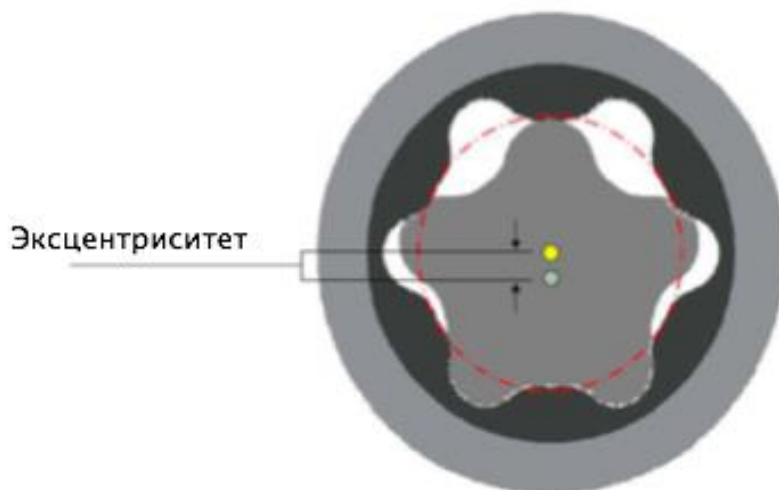


Рисунок 2.4 – Схематическое поперечное сечение двигательной секции

Выходные характеристики и эффективность работы двигательной секции определяются следующими конструкторскими критериями:

1. Заходность
2. Шагвинтовой линии
3. Посадка (с натягом или зазором) сопрягаемых ротора и статора
4. Тип эластомера

Заходность означает отношение количества зубьев ротора и статора. По конструкции число зубьев ротора на единицу меньше числа зубьев статора. На рисунке 2.5 показаны рабочие пары в поперечном разрезе с заходностью 4:5 и 7:8.



Рисунок 2.5 – Поперечный разрез двигательных секций со стандартной заходностью

Существует зависимость заходности от скорости вращения. При увеличении заходности скорость вращения уменьшается и увеличивается крутящий момент.

Шаг – это полное спиральное вращение статора. Двигательные секции могут классифицироваться по ступеням. При большем количестве ступеней двигательная секция способна работать при более высоком общем перепаде давления, что в свою очередь обеспечивает больший крутящий момент на ротор.

Посадка – это сжатие или зазор между статором и ротором. Каждая двигательная секция конструируется с определенной посадкой с целью оптимизации ее эксплуатационных качеств. Многие конфигурации предусматривают варианты с большей посадкой, специально предназначенной для компенсации

набухания эластомера, вызванного температурой или свойствами бурового раствора.

Эластомер (привулканизированная резиновая обкладка внутри статора) определяет общие эксплуатационные характеристики, совместимость с различными буровыми растворами и предельные величины рабочей температуры. Буровые двигатели характеризуются широким диапазоном эластомерных компаундов для применения в различных условиях бурения скважин.

### 2.1.3 Карданный вал

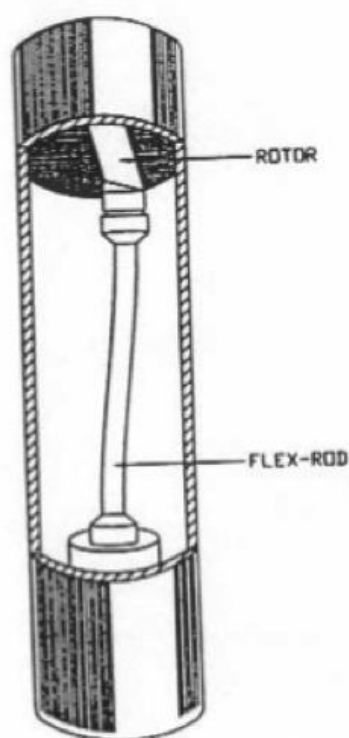


Рисунок 2.6 – Карданный вал

Карданная передача (разговорное — «крестовина») — механизм, передающий крутящий момент между валами, пересекающимися в центре карданной передачи и имеющими возможность взаимного углового перемещения. Планетарное движение ротора преобразуется в соосное вращение вала шпиндельной секции через карданную передачу равных угловых скоростей (синхронная), которая передает момент силы и осевую нагрузку от ротора на вал шпинделя (рисунок 2.6). Карданная передача состоит из вала и двух шарниров равных угловых скоростей, расположенных на каждом конце.

Конструкция шарниров такова, что они способны выдерживать высокий крутящий момент, который создается силовой секцией, при этом компоненты привода испытывают минимальную нагрузку, что обеспечивает их более длительный срок службы. Надежность в работе также обеспечивается совершенством конструкции шарниров, подбором улучшенных материалов, точностью изготовления деталей, хорошей герметичностью шарниров и применением специальной смазки.



## 2.1.4 Узел угла перекоса

Существуют двигатели без ориентирования (отклонителя), уже со встроенными стабилизаторами. А для быстрого набора параметров кривизны используют уже забойные двигатели с регулируемым узлом перекоса для обеспечения необходимой траектории бурения.

Узел угла перекоса – регулятор угла, обеспечивающий возможность оперативного изменения угла перекоса осей отклонителя на устье скважины и включающий в себя основные узлы: узел искривляющий, торсион, переводник соединительный.

Желаемый угол может быть установлен в пределах от нуля до двух или трех градусов с различными приращениями прямо на месторождении. Данная конструкция (на рисунке 2.7) обеспечивает широкий диапазон набора кривизны для бурения наклонно–направленных, горизонтальных скважин и боковых стволов. На рисунке 2.8 показано регулятор угла перекоса в положении «открыто-закрыто». Регулировочная муфта узла перекоса в месте касания со стенкой скважины армирована твердосплавными пластинами. Момент свинчивания узла перекоса должен составлять 17 700 Н·м.

В зависимости от положения угла перекоса существуют ограничения в оборотах двигателя в минуту как на прямых, так и на искривленных участках (таблица 2.1 и 2.2).

Таблица 2.1 - Максимально-допустимая скорость вращения двигателей на прямых участках																															
0° регулируемый угол				0.39° регулируемый угол				0.78° регулируемый угол				1.15° регулируемый угол				1.50° регулируемый угол				1.83° регулируемый угол				Свыше 1.83							
глад.	1 ст.	2 ст.	Верх.	глад.	1 ст.	2 ст.	Верх.	глад.	1 ст.	2 ст.	Верх.	глад.	1 ст.	2 ст.	Верх.	глад.	1 ст.	2 ст.	Верх.	глад.	1 ст.	2 ст.	Верх.	глад.	1 ст.	2 ст.	Верх.				
140	140	140	140	120	120	120	100	100	100	100	75	50	40	40	60	60	40	40	50	40	-	-	40	-	-	-	-	-	-	-	-

Таблица 2.2 Максимально-допустимая скорость вращения двигателей на искривленных участках																															
0° регулируемый угол				0.39° регулируемый угол				0.78° регулируемый угол				1.15° регулируемый угол				1.50° регулируемый угол				1.83° регулируемый угол				Свыше 1.83							
глад.	1 ст.	2 ст.	Верх.	глад.	1 ст.	2 ст.	Верх.	глад.	1 ст.	2 ст.	Верх.	глад.	1 ст.	2 ст.	Верх.	глад.	1 ст.	2 ст.	Верх.	глад.	1 ст.	2 ст.	Верх.	глад.	1 ст.	2 ст.	Верх.				
85	85	85	85	75	75	75	75	60	50	50	50	50	40	40	40	40	-	-	40	40	-	-	40	-	-	-	-	-	-	-	-

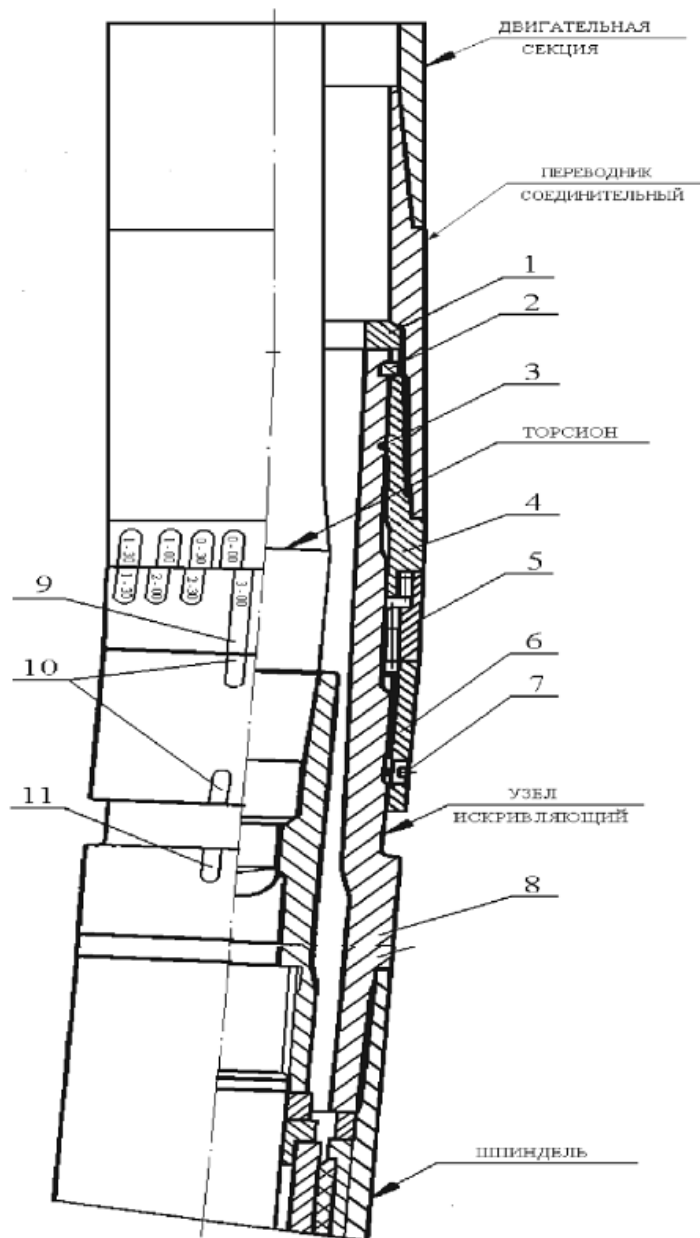


Рисунок 2.7 – Узел угла перекоса

1 – диск, 2 – полукольцо, 3 – уплотнительное резиновое кольцо, 4 – переводник, 5 – зубчатый венец, 6 – поджимная гайка, 7 – стопорная пробка, 8 – сердечник, 9 – метки на зубчатом венце, 10 – метки на гайке, 11 – метки на сердечнике.

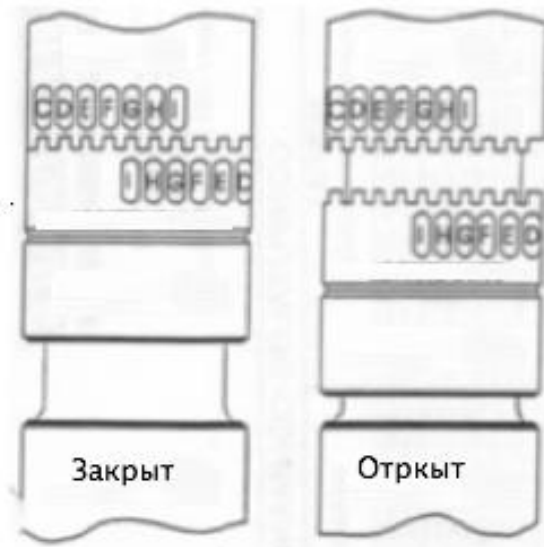


Рисунок 2.8– Положение «открыт-закрит» регулятора угла перекоса

#### 2.1.5 Шпиндельная секция

Шпиндельная секция – это секция, предназначена для восприятия осевой гидравлической силы от ротора, реакции забоя и радиальных нагрузок от породоразрушающего инструмента. Шпиндельная секция содержит опорные и радиальные подшипники, которые передают осевую и радиальную нагрузки с долота на бурильную колонну, обеспечивая вращение долота. Буровой раствор, проходящий через забойный двигатель, обеспечивает смазку и охлаждение подшипников шпиндельной секции и выходит непосредственно через насадки долота, вливаясь в основной поток, промывая ствол скважины, как показано на рисунке 2.9.

Корпуса шпиндельных секций предполагают наличие навинчиваемых стабилизаторов. Данная конструкция позволяет устанавливать резьбовую муфту-стабилизатор на забойный двигатель на полу буровой установки в считанные минуты. Для этого двигатель имеет наружную резьбу в нижней части шпиндельной секции, на которую накручивается защитный колпак, когда стабилизация не требуется. Такие корпуса шпиндельных секций являются стандартным исполнением.

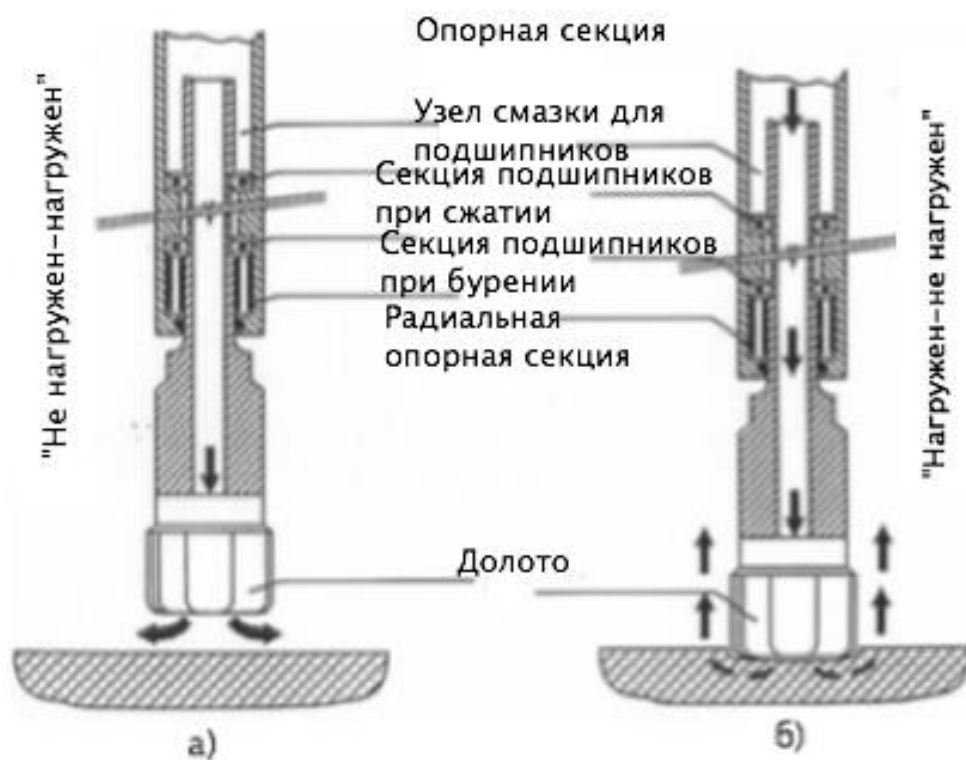


Рисунок 2.9 – Шпиндельная секция

где а) «не нагружен-нагружен», расположение во время бурения;  
 б) «нагружен-не нагружен», расположение над забоем.

## 2.1 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА БУРЕНИЯ

Произведем гидравлические расчеты для режима бурения при работе с ВЗД заходностью 6:7 на глубине по вертикали TVD=1600 м на следующем примере. Буровой раствор с удельной массой  $1300 \text{ кг/м}^3$  и пластической вязкостью  $\eta - 15 \text{ сПз}$ , подается с насоса следующего исполнения: насос тройного действия, с тремя выталкивающими поршнями, при котором диаметры поршня  $d_i$  равны 152,4 мм (6"). Коэффициент заполняемости насоса составляет 95%. Ходы в минуту насоса составят 63, а длина хода поршня - 228,6 мм.

Диаметры ствола скважины  $D_3 = 215,9 \text{ мм}$  и наружный диаметр трубы  $D_T = 127 \text{ мм}$ .

На винтовой двигатель навинчивается долото PDC – полимер кристаллического исполнения, с количествами насадок – 3 и диаметрами  $d_j = 9,52 \text{ мм}$  (12/32").

Найдем следующие параметры для данного режима: определение необходимой подачи жидкости, скорости потока жидкости на выходе долота из насадок и его общую площадь сечения, потери давления на долоте, общие потери давления, расчет гидростатического давления при определенной глубине скважины, гидравлическую мощность на долоте и механическую мощность двигателя, площади контакта зубьев долота с забоем, необходимая подача насоса, давления на манифольде, коэффициент плавучести.

1. Расчет необходимой подачи жидкости для данного случая будет производиться по следующей формуле:

$$Q = \frac{TFA \times VE \times SPM \times L}{10^9},$$

где TFA – Total Flow Area of Pump, общая площадь сечения поршней насоса ( $\text{мм}^2$ );

$$TFA = \frac{\pi \times d_i^2 \times 3}{4} = \frac{3,14 \times 152,4^2 \times 3}{4} = 54696,66 \text{ мм}^2,$$

VE – Volumetric Efficiency of Pumps, коэффициент заполнения насоса, %;

SPM – Strokes Per Minute of Pump, ходы в минуту насоса;

L – Stroke Length of Piston, длина хода поршня, мм;

$$Q = \frac{TFA \times VE \times SPM \times L}{10^9} = \frac{54696,66 \times 0,95 \times 63 \times 228,6}{10^9} = 0,7483 \text{ м}^3/\text{min}.$$

Примечание: если у нас имеется насос с двумя поршнями, двухстороннего исполнения, то площадь сечения поршней будет высчитываться по следующей формуле:

$$TFA = \frac{\pi \times (d_i^2 - d_r^2)}{2},$$

где  $d_r$  - диаметр штока насоса, мм.

2. Скорость потока жидкости на выходе долота из насадок и его общая площадь сечения определяется по формулам:

$$A_n = \frac{\pi \times (d_{j1}^2 + d_{j2}^2 + d_{j3}^2 + \dots)}{4},$$

где  $A_n$  - общая площадь сечения,

$$A_n = \frac{\pi \times (d_{j1}^2 + d_{j2}^2 + d_{j3}^2 + \dots)}{4} = \frac{3,14 \times (9,52^2 + 9,52^2 + 9,52^2)}{4} \\ = 213,43 \text{ мм}^2,$$

$$V_n = \frac{Q \times 10^6}{60 \times A_n},$$

где  $V_n$  - скорость потока жидкости,  $\frac{\text{м}}{\text{сек}}$ ;

$$V_n = \frac{Q \times 10^6}{60 \times A_n} = \frac{0,7483 \times 10^6}{60 \times 213,43} = 58 \text{ м/сек.}$$

3. Потери давления на долоте:

$$\Delta P_{bit} = \frac{Q^2 \times MW \times 10^6}{A_n^2},$$

где MW - плотность бурового раствора, кг/м<sup>3</sup>;

$$\Delta P_{bit} = \frac{Q^2 \times MW \times 10^6}{A_n^2} = \frac{0,7483^2 \times 1,3 \times 10^3 \times 10^6}{213,43^2 \times 6,496} = 2460 \text{ кПа} = 24,28 \text{ атм.}$$

4. Общие потери давления:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{bit} + \Delta P_{motor},$$

где  $\Delta P_{motor}$  - потери давления на моторе по паспорту оборудования, атм.;

$\Delta P_{motor} = 35$  атм.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{bit} + \Delta P_{motor} = 24,28 + 35 = 59,28 \text{ атм.}$$

5. Расчет гидростатического давления при определенной глубине скважины:

$$P_{HS} = d \times MW \times 0,00981,$$

где d –глубина скважины по вертикали, м,;

$P_{HS}$  – гидростатическое давление, кПа, атм.

$$P_{HS} = d \times MW \times 0,00981 = 1600 \times 1300 \times 0,00981 = 20404,8 \text{ кПа} \\ = 201,4 \text{ атм.}$$

6. Гидравлическая мощность

$$HHP = \frac{Q \times \Delta P_{bit}}{60},$$

где HHP – Hydraulic Horse power at bit, гидравлическая мощность на долоте, кВт;

$$HHP = \frac{Q \times \Delta P_{bit}}{60} = \frac{0,7483 \times 2460}{60} = 30,6 \text{ кВт.}$$

## 7. Механическая мощность

$$MHP = \frac{T \times n}{9545'}$$

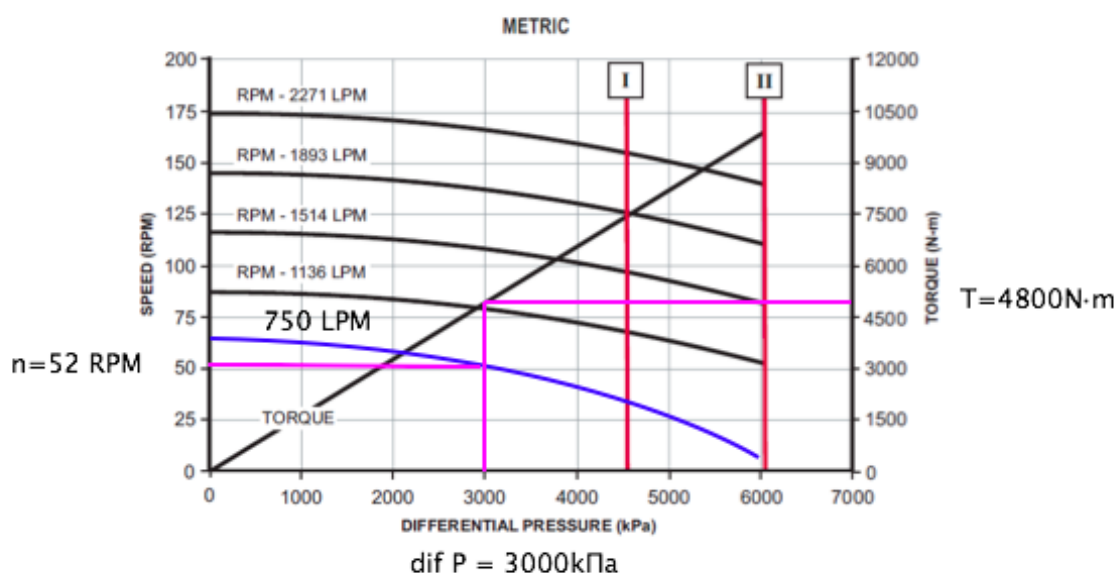
где МНР – Mechanical Horsepower from Drilling Motor, механическая мощность, кВт;

T – Torque Output of Drilling Motor, Момент на выходном валу двигателя, Н·м;

n – Output RPM of Drilling Motor, обороты в минуту двигателя.

(По таблице 2.3 определим T и n в зависимости от дифференциального перепада – разница над забоем и на забое с нагрузкой).

Таблица 2.3 Зависимость момента и оборотов от дифференциального давления и расхода



По таблице при нашем расходе в 750 литров в минуту и дифференциальном перепаде в 3000 кПа, получим следующую механическую мощность:



$$MHP = \frac{T \times n}{9545} = \frac{4800 \times 52}{9545} = 26,15 \text{ кВт.}$$

8. Необходимая подача насоса для оптимальной отчистки ствола скважины

$$Q = V_B \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_3^2 - D_T^2),$$

где  $V_B$  - скорость восходящего потока промывочной жидкости;

$D_3$  - диаметр ствола скважины, мм;

$D_T$  - наружный диаметр трубы, мм.

Наиболее эффективная очистка ствола и предотвращение образования шламового осадка имеют место при турбулентном режиме течения бурового раствора. Для этого нам необходимо определить вначале минимальную скорость восходящего потока, при котором будет происходить турбулентный режим, а также учитывать значения критерия Рейнольдса, превышающего 2100, в нашем случае  $Re=2300$ , и буровой раствор должен иметь низкие реологические свойства при скоростях сдвига, характерных для кольцевого пространства. В таком случае обломки выбуренной породы и шламовый осадок будут удаляться из скважины, причем осевший шлам будет перемещаться вверх по стволу в виде отдельных скоплений, по форме напоминающих дюны.

Число Рейнольдса определяется по формуле:

$$Re = \frac{V_{min} \cdot D_{\Gamma}}{\vartheta},$$

где  $Re=2300$ , так как  $Re > Re_{кр}$  возможно возникновение турбулентности;

$D_{\Gamma}$  - гидравлический диаметр, мм;

$\vartheta$  - кинематическая вязкость,  $m^2/c$ .

$$D_{\Gamma} = \frac{4 \cdot S_{сеч}}{P} = \frac{4 \cdot S_{сеч}}{(P_1 + P_2)} = \frac{4 \cdot S_{сеч}}{(2\pi r_1 + 2\pi r_2)} = \frac{4 \cdot 0,0239}{2 \cdot 3,14(0,0635 + 0,10795)} = 0,0887 \text{ м,}$$

где  $P$  – смоченный периметр поперечного сечения, м.

Зная динамическую вязкость  $\mu$  мы можем найти кинематическую вязкость.

$$\vartheta = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,01092}{1300} = 0,0000084 \text{ м}^2/\text{с},$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость,  $\text{Н}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$ ,

$\rho$  – удельная масса бурового раствора,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Площадь сечения будет рассчитываться по формуле:

$$S_{\text{сеч}} = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_T^2) = 0,785 \cdot (0,2159^2 - 0,127^2) = 0,0239 \text{ м}^2.$$

Найдем минимальную скорость восходящего потока

$$V_{\text{min}} = \frac{Re \cdot \vartheta}{D_T} = \frac{2300 \cdot 0,0000084}{0,0887} = 0,22 \text{ м}/\text{с}.$$

Таким образом, получим необходимую подачу насоса для оптимальной отчистки ствола скважины

$$Q = V_{\text{min}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_3^2 - D_T^2) = 0,22 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,2159^2 - 0,127^2) = 0,00526 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q = 315 \text{ л}/\text{мин}.$$

## 9. Давление на манифольде

$$P_{\text{манифольд}} = P_{HS} + \Delta P_{bit} + \Delta P_{total},$$

где  $P_{HS}$  – гидростатическое давление, атм.;

$\Delta P_{bit}$  - потери давления на долоте, атм.;

$\Delta P_{total}$  - общие потери давления, атм.;

$$P_{\text{манифольд}} = P_{HS} + \Delta P_{bit} + \Delta P_{total} = 201,4 + 24,28 + 59,28 = 284,96 \text{ атм}.$$

10.Площадь контакта зубьев долота с забоем

$$F_k = 1,3 \cdot D_d \cdot \eta_Z \cdot \frac{\delta}{2},$$

где 1,3 – опытный коэффициент, учитывающий фактическую среднюю площадь контакта при нулевом погружении зубьев;

$D_d$  - диаметр долота, мм;

$\eta_Z$  - коэффициент перекрытия зубьев;

$\delta = (1,0 \div 1,5) \cdot 10^{-3}$  – претупление зубьев, м.

$$F_k = 1,3 \cdot 215,9 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot \frac{1,2}{2} \cdot 10^{-3} = 168 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

11.Коэффициент плавучести

$$K_B = \frac{7850 - MW}{7850},$$

где 7850 – плотность материала штанг, кг/м<sup>3</sup>;

MW–плотность бурового раствора, кг/м<sup>3</sup>;

$$K_B = \frac{7850 - 1300}{7850} = 0,83.$$

## 2.2 ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЯ

№	TVD	$\rho$	Исполнение насоса	$d_i$	$d_r$	VE	SPM	L	$d_j$	$\Delta P_{\text{motor}}$	dif P	$\mu$	$\eta_z$
	м	кг/м <sup>3</sup>		мм	мм	%		мм	мм	кПа	кПа	10 <sup>-3</sup> Па а·с	%
1	1620	1310	Двух поршневое	152,4	75	90	61	203,2	8,73	35	3000	10,1	101
2	1685	1311	Одностороннего действия	165,1	65	91	62	228,6	9,52	40	3200	10,4	121
3	1537	1312	Двухстороннего действия	152,4	70	92	63	203,2	8,73	35	3300	10,4	131
4	1645	1313	Трех поршневое	165,1	75	93	64	228,6	9,52	40	3400	10,2	111
5	1676	1314	Двух поршневое	152,4	65	94	65	203,2	8,73	35	3500	10,01	112
6	1634	1315	Одностороннего действия	165,1	70	95	66	228,6	9,52	40	3600	10,12	122
7	1654	1321	Двухстороннего действия	152,4	75	96	67	203,2	8,73	35	3700	10,5	132
8	1676	1322	Трех поршневое	165,1	65	97	68	228,6	9,52	40	3800	10,14	105
9	1687	1323	Двух поршневое	152,4	70	98	69	203,2	8,73	35	3900	10,13	106
10	1623	1324	Одностороннего действия	165,1	75	99	61	228,6	9,52	40	4000	10,14	117
11	1689	1325	Двухстороннего действия	152,4	65	90	62	203,2	8,73	35	3000	10,11	118
12	1670	1326	Трех поршневое	165,1	70	91	63	228,6	9,52	40	3200	10	123

13	1697	1333	Двух поршневое	152,4	75	92	64	203,2	8,73	35	3300	10,15	125
№	TVD	$\rho$	Исполнение насоса	$d_i$	$d_r$	VE	SPM	L	$d_j$	$\Delta P_{\text{motor}}$	dif P	$\mu$	$\eta_Z$
	м	кг/м <sup>3</sup>		мм	мм	%		мм	мм	кПа	кПа	10 <sup>-3</sup> П а·с	%
14	1687	1334	Одностороннего действия	165,1	65	93	65	228,6	9,52	40	3400	10,24	128
15	1686	1335	Двухстороннего действия	152,4	70	94	66	203,2	8,73	35	3500	10,23	133
16	1675	1336	Трех поршневое	165,1	75	95	67	228,6	9,52	40	3600	10,22	134
17	1646	1344	Двух поршневое	152,4	65	96	68	203,2	8,73	35	3700	10,21	135
18	1696	1345	Одностороннего действия	165,1	70	97	69	228,6	9,52	40	3800	10,33	136
19	1647	1346	Двухстороннего действия	152,4	75	98	61	203,2	8,73	35	3900	10,25	120
20	1642	1347	Трех поршневое	165,1	65	99	62	228,6	9,52	40	4000	10,34	119
21	1652	1348	Двух поршневое	152,4	70	90	63	203,2	8,73	35	3000	10,43	117
22	1673	1354	Одностороннего действия	165,1	75	91	64	228,6	9,52	40	3200	10,32	116
23	1698	1355	Двухстороннего действия	152,4	65	92	65	203,2	8,73	35	3300	10,31	114
24	1651	1356	Трех поршневое	165,1	70	93	66	228,6	9,52	40	3400	10,44	141
25	1598	1357	Двух поршневое	152,4	75	94	67	203,2	8,73	35	3500	10,45	127
26	1576	1358	Одностороннего действия	165,1	65	95	68	228,6	9,52	40	3600	10,54	129

27	1583	1365	Двухстороннего действия	152,4	70	96	69	203,2	8,73	35	3700	10,53	130
28	1593	1366	Трех поршневое	165,1	75	97	61	228,6	9,52	40	3800	10,52	109
№	TVD	$\rho$	Исполнение насоса	$d_i$	$d_r$	VE	SPM	L	$d_j$	$\Delta P_{\text{motor}}$	dif P	$\mu$	$\eta_z$
	м	кг/м <sup>3</sup>		мм	мм	%		мм	мм	кПа	кПа	10 <sup>-3</sup> П а·с	%
29	1594	1367	Двух поршневое	152,4	65	98	62	203,2	8,73	35	3900	10,51	106
30	1584	1368	Одностороннего действия	165,1	70	99	63	228,6	9,52	40	4000	10,66	103
31	1577	1378	Двухстороннего действия	152,4	75	90	64	203,2	8,73	35	3000	10,75	132
32	1579	1388	Трех поршневое	165,1	65	91	65	228,6	9,52	40	3200	10,74	140

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Забойные винтовые двигатели для бурения скважин: научное издание/М.Т. Гусман [и др.]. - М.: Недра, 1981. - 232 с.
- 2 Ганджумян Р.А. Практические расчеты в разведочном бурении: производственно-практическое издание/Р.А. Ганджумян. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Недра, 1986. - 253 с.
- 3 Расчет рабочих характеристик винтовых забойных двигателей: учеб.- метод. пособие для студ. заочной дистанционной формы обучения специальности 090800 "Бурение нефтяных и газовых скважин"/УГНТУ, каф. БНГС; сост. Р.Х. Санников. - Уфа: Изд-во УГНТУ, 2004. - 24 с.