

КАЗАХСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени К.И. САТПАЕВА

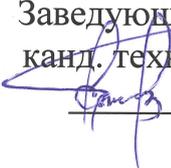
СӘТБАЕВ
УНИВЕРСИТЕТІ



ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И
ОБОРУДОВАНИЕ



«Допущена к защите»
Заведующий кафедрой ТМиО
канд. техн. наук, ассоц. проф.
 К.К Елемесов
«18» 05 2019 г.

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

На тему: «Совершенствование конструкции бурового ротора УР-560»

По специальности 5В072400 – «Технологические машины и оборудование
нефтегазовой отрасли»

Выполнил:

Серикбаев И.Т.

Научный руководитель:

канд. техн. наук, профессор
 С.А.Затурбеков

«__» мая 2019 г.

Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И. Сатпаева

Горно-металлургический институт им.О.А. Байконурова

Кафедра Технологические машины и оборудование

5B072400 - Технологические машины и оборудование

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой ТМиО
канд.техн.наук, ассоц.проф.
К.К. Елемесов
«10» ноября 2018 г.



ЗАДАНИЕ
на выполнение дипломного проекта

Обучающемуся: Серикбаеву Исламу Талгатовичу

Тема: «Совершенствование конструкции бурового ротора УР-560».

Утверждена приказом по университету № от 08.10.2018г.

Срок сдачи законченного проекта «10» мая 2019 г.

Исходные данные к дипломному проекту:

Перечень подлежащих разработке в дипломном проекте вопросов:

а) В технической части рассматриваются элементы бурового ротора и их различные конструкции;

б) В расчетной части производятся расчеты элементов ротора;

в) В специальном разделе рассматриваются технология изготовления конической шестерни;

г) В экономической части производится экономические расчеты по проекту;

д) В разделе безопасности жизнедеятельности охраны труда рассматриваются вопросы охраны буровой бригады;

е) В разделе охраны окружающей среды рассматриваются мероприятия по защите окружающей среды.

Перечень графического материала (листы графического материала формата А1):

общий вид – 1л, сборочные единицы – 2л, спец. часть – 1л, детализовка – 2л,
экономические показатели проекта – 1л.

Рекомендуемая основная литература из 20 наименований.

Аннотация

Пояснительная записка к дипломному проекту выполнена 38 страницах машинописного текста, содержит 9 рисунков, 5 таблиц и 30 источников литературы.

В работе проведено исследование имеющихся систем буровых роторов, пневматических клиновых захватов. На основе патентной проработки выбран прототип проектируемой конструкции ротора УР-560, определен узел усовершенствования. Объектом усовершенствования является пневматический клиновой захват ПКР-300 с буровым ротором Р-560 для бурения скважин глубиной до 3000 метров,

Произведены технологические, конструктивные и проверочные расчеты на прочность основных, наиболее нагруженных элементов конструкции ротора, которые подтверждают его работоспособность.

Андатпа

Дипломдық жобаға түсіндірме жазба мәтіндік басылымның 38 бетін құрады, 9 сурет, 5 кесте және 30 әдебиет көзі бар.

Бұрғылау роторларының қолданыстағы жүйелерін зерттеу кезінде пневматикалық қысқыштар. Патентті әзірлеу негізінде UR-560 роторының жобаланған дизайнын таңдап алынды, жақсарту торабы анықталды. Жақсарту объектісі - ПЦ-300 пневматикалық қысқышы, тереңдігі 3000 метрге дейінгі ұңғымаларды бұрғылау үшін Р-560 бұрғылау роторымен,

Өнімділігі растайтын негізгі, ең жүктелген ротордың құрылымдық элементтерінің беріктігі бойынша жасалған технологиялық, құрылымдық және сынақ есептеулер.

Annotation

Explanatory note to the diploma project made 38 pages of typewritten text, contains 9 figures, 5 tables and 30 sources of literature.

In the study of the existing systems of drilling rotors, pneumatic wedge grips. On the basis of the patent elaboration, a prototype of the designed design of the rotor UR-560 was selected, the improvement node was determined. The object of improvement is the pneumatic wedge gripping PKR-300 with a drilling rotor P-560 for drilling wells up to 3000 meters deep,

Manufactured technological, structural and test calculations of the strength of the main, most loaded rotor structural elements, which confirm its performance.

Содержание

Введение	
1 Обзор конструкций буровых роторов	6
1.1 Назначение, классификация и описание конструкции буровых роторов	6
1.2 Назначение, основные параметры и устройство ПКР. Средства механизации, применяемые в бурении	14
2 Усовершенствование конструкции	19
2.1 Краткий обзор по патентному поиску	19
2.2 Рекомендации по усовершенствованию конструкции	21
3 Технологические, конструктивные и проверочные расчеты на прочность	23
3.1 Расчет действующих нагрузок	24
3.2 Расчет основных конструктивных параметров ротора	27
3.3 Проверочные расчеты на прочность	27
Заключение	36
Список литературы	37
Приложение А – спецификация	
Приложение Б – чертежи	

ВВЕДЕНИЕ

Для достижения заданных показателей по добыче нефти и газа с каждым годом увеличиваются объемы бурения скважин. Это требует увеличения не только числа буровых установок, но и повышения их эффективности, изменения параметров и конструкции, так как меняются глубины скважины и условия бурения

Для наиболее полного извлечения нефти и газа нужна совершенная, более экономичная техника, удобное и безопасное оборудование. Поэтому проектирование и внедрение новых, более совершенных машин и механизмов, а также сооружений для бурения нефтяных и газовых скважин остается актуальной проблемой для инженеров-механиков и конструкторов.

Буровая установка – сложный комплекс агрегатов, машин и механизмов, выполняющих различные, но связанные между собой функции в процессе проводки скважины. Буровая установка, в процессе проводки скважин, должна обеспечивать выполнение всех основных технологических операций позволяющих достичь высоких технико-экономических показателей в процессе строительства скважин с наименьшими затратами материальных и финансовых ресурсов.

Одним из основных потребителей мощности привода буровой установки в процессе бурения скважин является ротор.

Ротор буровой установки предназначен для передачи вращения буровому инструменту в процессе бурения скважин, периодического проворачивания инструмента при бурении с применением забойных двигателей, а также для удержания на весу колонны бурильных и обсадных труб при спуско-подъёмных операциях.

1. Обзор конструкции буровых роторов

1.1 Назначение, классификация и описание конструкции буровых роторов.

Буровой ротор (БР) кратко называемый ротором, предназначен для выполнения следующих операций:

- вращения поступательно движущейся бурильной колонны (БК) в процессе проходки скважины роторным способом;
- восприятия реактивного крутящего момента и обеспечения продольной подачи бурильной колонны при использовании забойных двигателей;
- удержания бурильной и обсадной колонн труб над устьем скважины при наращивании и спускоподъемных операциях (СПО);
- проворачивания инструмента при ловильных работах и других осложнениях, встречающихся в процессе бурения и крепления скважин.

Роторы относятся к числу ключевых механизмов буровых установок (БУ) и различаются по диаметру проходного отверстия, мощности и допускаемой статической нагрузке. По конструкции роторы делятся на неподвижные и перемещающиеся возвратно-поступательно относительно устья скважины в вертикальном направлении.

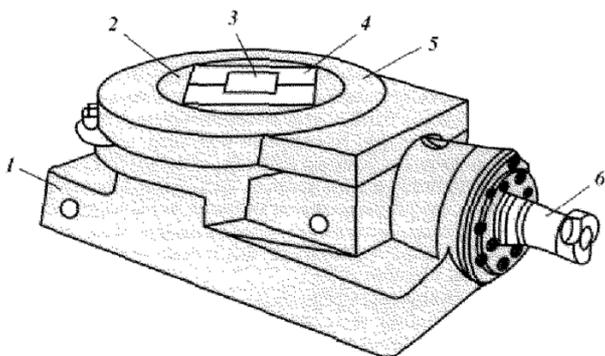
Привод ротора осуществляется посредством цепных и карданных передач от буровой лебедки, коробки перемены передач либо от индивидуального двигателя. В зависимости от привода роторы имеют ступенчатое, непрерывно-ступенчатое и непрерывное изменение скоростей и моментов вращения. С целью восприятия реактивного крутящего момента они снабжаются стопорными устройствами, установленными на быстроходном валу либо на столе ротора. Подвижные детали смазываются распылением и принудительным способом. Поставляются роторы в двух вариациях - с пневматическим клиновым захватом ПКР для удержания труб и с отсутствующим ПКР.

В установках для бурения неглубоких скважин в некоторых случаях вертлюг совмещен с ротором, и данное устройство подвешивается на крюке. К нему подается буровой раствор и энергия для вращения. Применение подобного агрегата позволяет обходиться без ведущей трубы и роторов, так как бурильные трубы присоединяются напрямую к стволу агрегата, что ускоряет наращивание бурильной колонны и освобождает место на полу буровой. Но использование таких роторов связано с рядом неудобств при выполнении СПО, что и ограничивает их использование.

В буровых установках для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения применяются роторы, неподвижно устанавливаемые над устьем скважины.

Основными параметрами таких роторов являются:

- максимальная статическая нагрузка на не вращающийся стол ротора;
- динамическая грузоподъемность главной опоры стола ротора;
- наибольшая допустимая частота вращения стола ротора;
- наибольший допустимый крутящий момент на столе ротора;
- диаметр проходного отверстия в роторе;
- дистанция от центра ротора до плоскости первого ряда приводной звезды.



1 – станина; 2 – стол ротора; 3 – зажим; 4 – вкладыш; 5 – кожух; 6 – вал

Рисунок 1.1 - Общий вид ротора

Ротор (рис.1.1) представляет собой угловой редуктор с конической зубчатой передачей, ведомый вал которого сделан в виде вертикального полого цилиндра. Стандартная система ротора состоит из станины и стола, приводимого во вращение от быстроходного вала при помощи конической шестерни и колеса. Межосевой угол передачи составляет 90 градусов. Ведомое колесо передачи смонтировано на втулке, соединенной со столом ротора, в центре которого находится вертикальное отверстие для пропуска колонны труб. Диаметр отверстия стола ротора зависит от диаметра долота или обсадной трубы, пропускаемой через него.

Станина ротора представляет собой жесткую конструкцию коробчатого сечения из стального литья или сварную из литых элементов, сделанной из углеродистой стали марок 35 Л, 40Л и др. Внутренняя часть ее также является масляной ванной. В верхней части станины расположены кольцевые бурты, формирующие лабиринтное уплотнение, предохраняющее от выбрасывания масла из станины и попадания в него бурового раствора, грязи и пыли. Станина должна быть достаточно жесткой для восприятия статических и динамических нагрузок из-за чего толщина стенок составляет 12-25 мм и усиливаются ребрами жесткости. Оси отверстий и посадочных гнезд подшипников опор стола и ведущего вала должны быть строго перпендикулярны между собой.

Внутренняя часть станины представляет собой емкость (20-60 литров), заполненную до определенного уровня маслом. В станине предусматриваются отверстия для залива и слива масла, а также для установки масляного щупа. В полозьях станины предусматриваются отверстия для пропуска троса, служащего для подъема ротора при монтаже и демонтаже.

Стол ротора представляет собой металлическую пустотелую конструкцию с наружным диском, прикрывающим вертикальную расточку станины. В верхней части он имеет квадратное углубление для разъемного вкладыша (втулки). В свою очередь, на вкладышах имеется квадратное углубление для зажима, переходящего в конус. При бурении во вкладыши вставляются квадратные или роликовые зажимы ведущей трубы, а при СПО устанавливаются клинья, удерживающие колонну труб над ротором.

Разъемная конструкция вкладышей и зажимов обеспечивает установку их в ротор в тех случаях, когда его отверстие занято трубой. Втулки и зажимы удерживаются в роторе при помощи поворотных защелок. Между зажимом и ведущей трубой возникает трение, вызывающее износ места их контакта. При использовании роликовых зажимов ведущая труба перекатывается по роликам, установленным на подшипниках качения, и благодаря этому ее износ значительно снижается.

Стол ротора, с напрессованным коническим колесом, устанавливается в вертикальной расточке станины на главной и вспомогательной опорах. В качестве опор применяются упорно-радиальные шариковые подшипники, которые вследствие зеркального расположения и осевой затяжки способны воспринимать двусторонние нагрузки.

На главную опору действуют собственная масса стола ротора и колонны труб, удерживаемой им при СПО. В ходе бурения скважины бурильная колонна подвешивается к вертлюгу, и на главную опору действуют собственный вес стола и силы трения, образующие в результате скольжения ведущей трубы относительно зажимов ротора. Подшипники и стол ротора вращаются при роторном бурении и остаются неподвижными при СПО и бурении забойными двигателями.

На вспомогательную опору действуют усилие от предварительного натяга подшипника и случайные нагрузки от трения и ударов, обрвзующихся при подъеме труб, долота и другого оборудования в результате их раскачивания и смещения относительно стола ротора. Существенное значение для хорошей работы ротора имеет осевой предварительный натяг вспомогательного подшипника. Грамотно подобранный натяг обеспечивает плотное прилегание шариков к беговым дорожкам, снижает износ поверхностей качения, увеличивает долговечность и загруженность подшипников, предупреждает вращение шариков под действием гироскопических моментов и вследствие снижает коэффициент трения.

Чрезмерный натяг так же опасен, как и недостаточный, так как вызывает защемление шариков, перегрузку поверхностей качения и увеличивает тепловыделение. Натяг подшипников основной опоры формируется собственным весом стола ротора, а осевое его положение регулируется стальными прокладками, расположенными под нижним кольцом основной опоры. Осевой натяг вспомогательного подшипника регулируется прокладками, которые устанавливаются между нижним торцом стола ротора и фланцем, соединенными болтами.

Для устранения несоосности между центрирующими поверхностями стола и ротора центрируется только одно кольцо подшипника, а другое свободно перемещается по радиусу. Под действием нагрузки свободное кольцо самоцентрируется относительно шариков. Как правило свободное кольцо подшипника устанавливается в станине ротора.

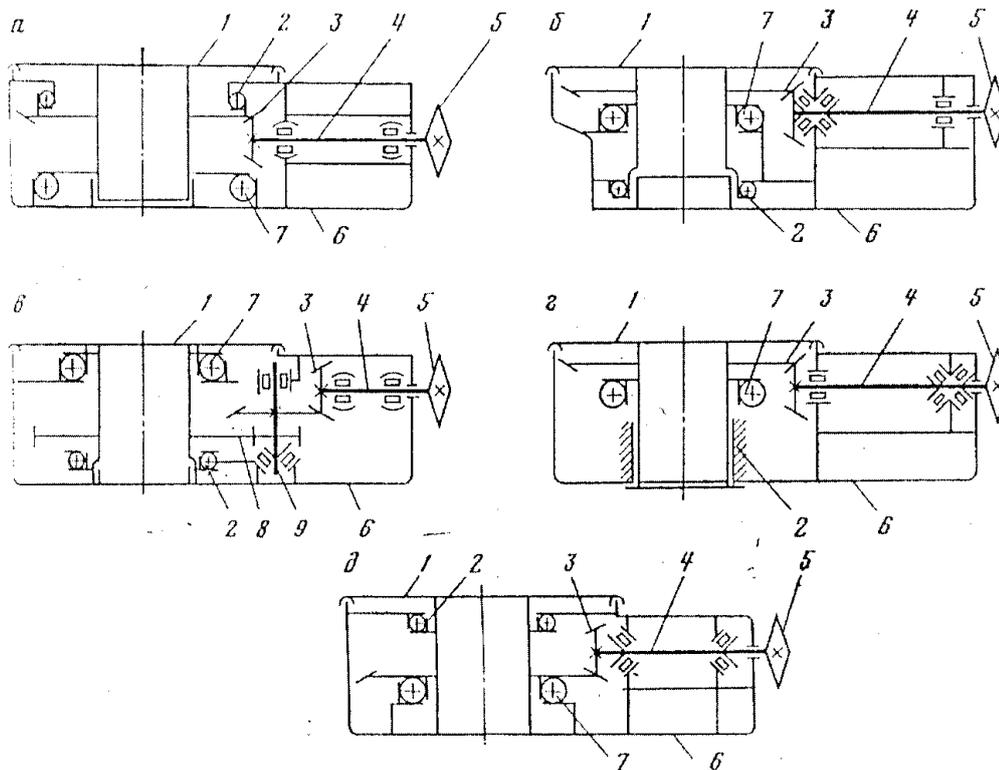
Упорно-радиальные шариковые подшипники подбираются по диаметру проходного отверстия стола ротора. В основной опоре стола ротора применяются подшипники с шариками диаметром 63,5-101,6 мм, а во вспомогательной опоре - подшипники более легких серий, с шариками диаметром 38,1-47,6 мм. Основные размеры и параметры подшипников для основных опор роторов приведены в таблице 1.1

Из приведенных данных следует, что упорно-радиальные шариковые подшипники, подобранные по диаметру проходного отверстия стола ротора, обеспечивают более чем 1,5 - кратный запас по отношению к допускаемой статической нагрузке на стол ротора.

Конические роликоподшипники, обладающие, по сравнению с шариковыми, более высокой несущей способностью, в опорах стола ротора используются в редких случаях из-за их дороговизны и высокой чувствительности к перекосам.

Таблица 1.1 - Основные параметры подшипников - опор ротора

Тип ротора	Допускаемая статическая нагрузка на стол ротора Р, кН	Условное обозначение подшипника	Грузоподъемность статическая, С ₀ , кН	Грузоподъемность динамическая, С, кН	Запас грузоподъемности, С ₀ /Р
УР-560	3200	91682/750Х	8420	1030	2,63
УР-760	4000	1687/770Х	9000	1060	2,25
УР-950	6300	1687/1060	9670	980	1,53
УР-1260	8000	1687/1400	12500	1090	1,56



1 – стол ротора; 2;7 – опоры вспомогательная и главная; 3 – передача коническая; 4 – вал быстроходный; 5 – звездочка; 6 – станина; 8 – передача цилиндрическая; 9 – вал вертикальный

Рисунок 1.2 – Конструктивные схемы роторов

Современные буровые роторы изготавливаются по 5 (пяти) основным конструктивным схемам, приведенным на рисунке 1.2.

На рисунке 1.2а показана конструктивная схема ротора, в которой коническое ведомое колесо привода стола находится между двумя шариковыми упорно-радиальными подшипниками, что увеличивает базу и устойчивость конструкции. Основная опора – нижняя, вспомогательная – верхняя. Ведущий вал смонтирован на двух сферических роликоподшипниках. Осевые нагрузки воспринимает опора находящаяся около звездочки, загруженная меньшими радиальными нагрузками, чем опора у шестерни.

На рисунке 2б показана схема ротора с консольным расположением конического зубчатого колеса, с верхней главной опорой и с упорно-радиальными шарикоподшипниками в основной и вспомогательной опорах. Данная схема более распространена в буровых установках для глубокого бурения.

Конструктивная модель ротора с цилиндрической зубчатой передачей привода стола ротора и промежуточной конической зубчатой передачей представлена на рисунке 2в. Основная опора этого ротора - верхняя, цилиндрическая зубчатая передача находится между опорами, что придает ей устойчивость. Но в виду сложности конструкции данные роторы распространены мало.

Роторы с конической зубчатой передачей, основной шариковой и вспомогательной опорой скольжения рисунке 2г в настоящее время не используют, так как подшипники скольжения в роторах большого диаметра работают недостаточно хорошо. Размещение подшипника, воспринимающего осевые нагрузки, около звездочки неудачно, так как температурные удлинения вала нарушают зазор в зубчатом зацеплении.

На рисунке 2д приведена модель ротора, в которой коническое зубчатое колесо расположено между шариковыми опорами под основной шестерней и ведущим валом, установленным на конических роликоподшипниках, установленных в распор. Данная конструктивная модель возможна, так как температурные удлинения вала мизерны.

От силового привода вращение передается ведущему валу ротора с помощью карданного вала или цепной передачи. Ведущий горизонтальный вал (быстроходный) с конической шестерней вращается на подшипниках качения, один из которых испытывает действие только радиальных нагрузок, второй - радиальных и осевых от конической пары и удерживает вал от осевых перемещений.

Быстроходный вал с конической шестерней, закрепленной шпонкой, устанавливается в стакане и в собранном виде вставляется в горизонтальную расточку станины. Стакан защищает станину от вмятин, возникающих при установке подшипников и их проворачивании под нагрузкой. Консольное размещение шестерни на быстроходном валу удобно для компоновки и сборки ротора. Но при этом увеличиваются требования к жесткости вала, так как вследствие его деформации нарушается равномерное распределение контактных давлений в зацеплении шестерни и колеса, что приводит к снижению их долговечности. Подшипник, находящийся у конической шестерни принимает радиальную и осевую нагрузки. Подшипник у звездочки – только лишь радиальную. Если использовать в этой опоре роликоподшипник с трубчатыми роликами, в таком случае температурное расширение ведущего вала не будет воздействовать на зазор в зубчатом зацеплении.

Для предохранения бурильной колонны от проворачивания в период бурения забойными двигателями либо при свинчивании бурильных труб стол ротора должен фиксироваться. Для этого в конструкции ротора учитывается стопор.

В роторах относительно небольшой мощности трущиеся детали смазываются разбрызгиванием. При высоких мощностях, вызывающих интенсивное выделение тепла, а кроме того из-за компоновки ротора, затрудняющей смазку подшипников и зубчатой передачи разбрызгиванием, используют принудительную циркуляционную систему смазки.

Подшипники быстроходного вала смазывают жидким маслом, заправляемым в стакан через заливное отверстие. При заправке и в ходе эксплуатации уровень масла должен проверяться с помощью жезлового указателя масла. С целью избежания вытекания масла внешняя торцевая крышка стакана снабжена гребенчатым лабиринтным уплотнением. Внутренний торец стакана имеет крышку с отражательным диском, предохраняющим масло от загрязнения промывочным раствором и продуктами износа, попадающими в смежную масляную ванну, которая применяется для смазывания конической передачи и подшипников стола ротора.

Центральная масляная ванна, образованная между станиной и столом ротора, заправляется жидким маслом через заливное отверстие. Коническая зубчатая пара и подшипники стола смазываются разбрызгиванием масла, захватываемого шестерней при вращении. В связи с этим уровень масла в центральной ванне должен быть выше нижнего контура шестерни. В определенных конструкциях роторов в нижних частях картера предусматриваются магнитные маслоочистители. Вместимость масляной ванны должна обеспечивать достаточный запас жидкого масла для отвода тепла и охлаждения масла. Нагрев масла допускается не выше 80 градусов.

Замена масла выполняется после бурения каждой скважины и не реже чем через 2-3 месяца. Перед заливкой нового масла картер необходимо промыть керосином. В тех случаях, когда вспомогательный подшипник находится над зубчатым колесом, смазывать его разбрызгиванием затруднительно. В роторах таких конструкций для смазывания вспомогательного подшипника используется пластичная смазка, заправляемая ручным насосом через пружинную масленку.

В роторах должна быть учтена высокая точность регулировки конического зубчатого зацепления. Регулировка колеса производится обычно с помощью прокладок, устанавливаемых между корпусом и главной опорой, а регулировка шестерни – прокладками, устанавливаемыми между корпусом ротора и фланцем стакана, в котором смонтирован на подшипниках быстроходный вал ротора. Зазор в подшипниках основной и вспомогательной опор стола ротора регулируется тонкими металлическими прокладками.

Технические характеристики роторов российского производства представлены в таблицах 1.2 и 1.3.

Роторы должны обеспечивать надежную работу во всем спектре рабочих частот вращения и передачу требуемой мощности и крутящего момента. Масса ротора и его конфигурация должны позволять перевозку при помощи транспортных средств и волоком в пределах промысла.

Рабочее направление вращения стола ротора по часовой стрелке, если смотреть сверху. В конструкции предусматривается возможность реверса.

Таблица 1.2 - Технические характеристики буровых роторов

Тип ротора	Р- 460	Р-560-Ш8	УР-560	УР-760	УР-950	УР-1260
Диаметр отверстия в столе, мм	460	560	560	760	950	1260
Доп. Статическая нагрузка на стол ротора, кН	2700	3000	3200	4000	6300	8000
Наибольшая частота вращения стола ротора, об/мин	300	350	250	250	250	200
Мощность ротора, кВт	200	280	370	370	500	600
Базовое расстояние, мм	1350	1350	1370	1503	-	-
Передаточное число конической пары	3,15	2,7	3,61	3,895	3,81	3,96
Габариты, мм						
-длина	1940	2310	2310	2600	2450	3000
-ширина	1180	1350	1625	1580	1800	2300
-высота	-	750	750	680	750	800
Масса, т	3,1	5,1	5,8	8,5	7,0	10,3

Таблица 1.3 - Размеры роторов выпускаемых Уралмашзаводом

Размеры, мм	УР-700	УР-950	УР-1260
A	2270	2425	2910
B	680	750	800
C	740	875	1070
C'	665	765	1000
D	1945	2065	2535
E	1545	1850	2230
F	305	330	360
G	1200	1550	1930
H	775	925	1115
I	2010	2165	2630
J	1270		

Роторы классифицируются по диаметру проходного отверстия и статической нагрузке на стол ротора. ГОСТ 16293-89 предусматривает шесть

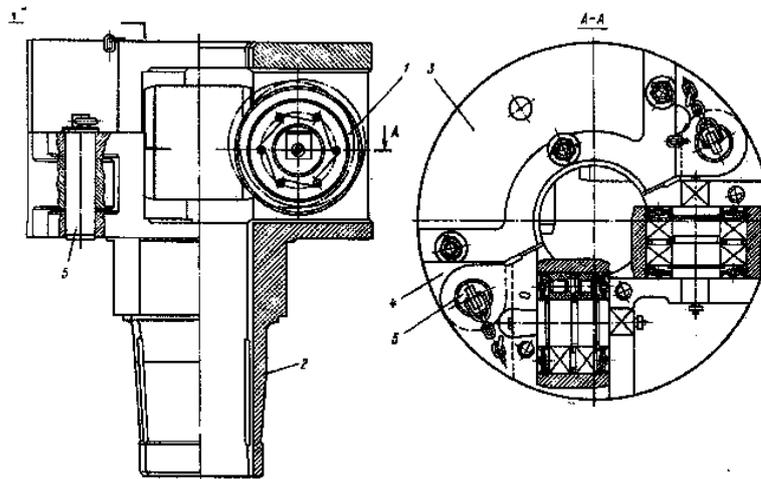
классов роторов с диаметрами проходных отверстий 460, 520, 560, 700, 950 и 1250 мм, с допустимыми статическими нагрузками 2; 3,2; 4; 5; 6,3 и 8 МН. За границей для глубокого бурения применяют вплоть до семи классов роторов с диаметрами проходных отверстий от 250 до 1420 мм, рассчитанных на статическую нагрузку от 0,7 до 8 МН с приводной мощностью от 200 до 600 кВт.

1.2 Назначение, основные параметры и устройство ПКР. Средства механизации, применяемые в бурении

При бурении скважин во вкладыши стола ротора вставляют квадратные либо роликовые зажимы для передачи крутящего момента ведущей бурильной трубе (см. рис. 3). В процессе подачи труб на забой между зажимом и ведущей трубой возникает трение скольжения, вызывающее износ поверхности контакта. При использовании роликовых зажимов ведущая труба перекатывается по роликам, установленным на подшипниках качения, благодаря чему износ поверхности контакта значительно уменьшается.

Роликовый зажим состоит из корпуса 2 и откидной скобы 3. Корпус и нижняя часть откидной скобы закрывается крышками 4 и скрепляется болтами. Откидная скоба соединяется с корпусом через шарнир 5. Верхняя часть корпуса имеет квадратное сечение под размер квадратного углубления вкладышей. Нижняя часть корпуса снабжена центрирующим цилиндрическим пояском. Цапфы оси роликов 1 устанавливаются в пазы квадратного сечения на вертикальных ребрах корпуса и нижней части откидной скобы. Расстояние между роликами по размеру ведущей бурильной трубы регулируется поворотом цапфы осей подшипников. На торцах цапф имеются масленки для смазки подшипников.

При СПО зажимы ведущей трубы извлекаются из ротора, с целью удержания колонны труб на роторе применяют элеватор либо клиновой захват с пневматическим приводом (ПКР). По сравнению с элеватором ПКР существенно упрощает и ускоряет СПО.



1 – ролики, 2 – корпус, 3 - откидная скоба, 4 – крышки, 5 – шарнир

Рисунок 1.3 - Роликовый зажим

Пневматический клиновой захват (рис. 1.4) состоит из втулки 5, двух конических вкладышей 4, клиньев 2 с плашками 9. Втулка и вкладыши неподвижны относительно стола, а клинья с плашками могут перемещаться по наклонным пазам вкладышей. При перемещении вниз клинья скользят по пазам вкладышей и сближаются в радиальном направлении. Под действием радиального усилия, возникающего в клиньях от собственного веса колонны труб, плашки прижимают трубу, и вся колонна удерживается в роторе. Для освобождения зажатой трубы клинья перемещаются вверх одновременно с колонной труб поднимаемой крюком талевой системы.

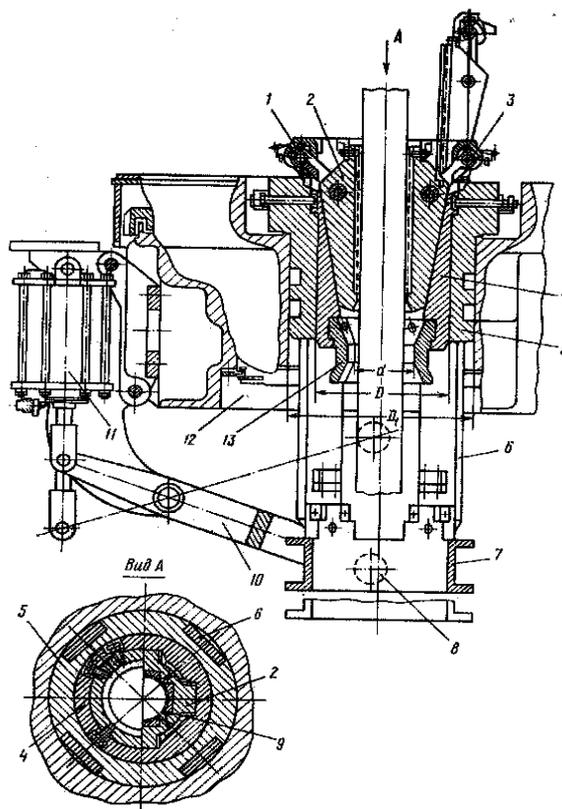
Привод клинового захвата осуществляется при помощи пневматического цилиндра 11, закрепленного на кронштейне станины 12 ротора. Шток цилиндра соединяется с коротким плечом рычага 10. Длинное плечо рычага на конце имеет вилкообразную форму и надевается на ролики 8 кольцевой рамы 7, с которой соединяются стойки 6, перемещающиеся в вертикальных направляющих пазах втулки 5.

Верхние концы стоек укреплены в траверсе 1, которая рычагами 3 соединяется с клиньями 2.

Под действием сжатого воздуха, подаваемого в поршневую полость пневмоцилиндра, шток поршня поворачивает рычаг против часовой стрелки. При этом кольцевая рама вместе со стойками, траверсой и рычагами перемещаются вверх и поднимают клинья. Обратное перемещение клиньев осуществляется при подаче сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра и повороте рычага по часовой стрелке. Соотношение плеч рычага выбирается в зависимости от хода поршня пневмоцилиндра и необходимой высоты подъема клиньев.

Масса буровой колонны, удерживаемой клиновым захватом, ограничивается допустимым контактным давлением между плашками и телом трубы. Для уменьшения контактных давлений используют удлиненными клиньями и специальными плашками, которые охватывают трубу с минимальным зазором между их продольными торцами. В некоторых

конструкциях вместо трех используют шесть клиньев, что способствует более равномерному распределению контактных давлений.



1 – траверса, 2 – клинья, 3 – рычаг, 4 – вкладыш, 5 – втулка, 6 – стойка, 7 – кольцевая рама, 8 – ролики, 9 – плашки, 10 – рычаг, 11 – пневмоцилиндр, 12 – станина ротора.

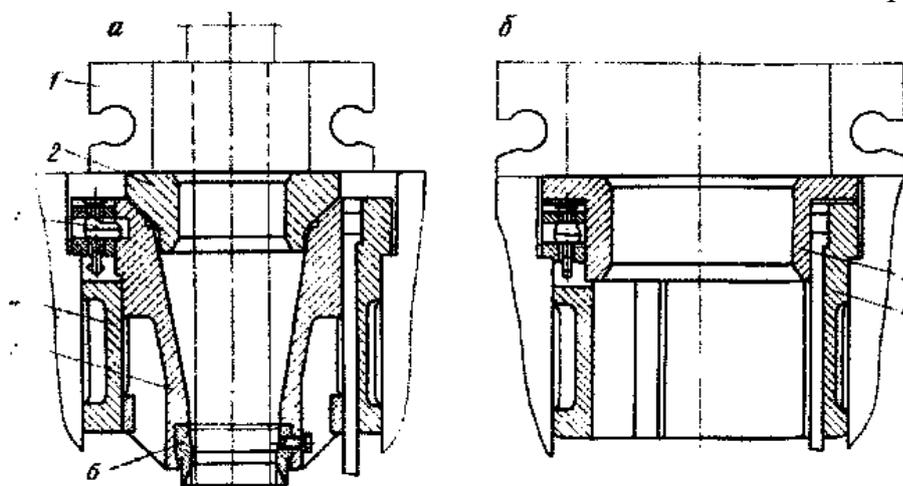
Рисунок 1.4 – Захват клиновой пневматический

Пневматический клиновой захват заблокирован с приводом ротора так, что при поднятом клиновом захвате отпадает вероятность вращения стола ротора. Во время бурения клинья с траверсой убираются, а стойки с кольцевой рамой опускаются в крайнее нижнее положение. Управление ПКР осуществляется педальным краном, установленным у пульта бурильщика. В настоящее время для бурения глубоких скважин используют пневматические клиновые захваты ПКР-560, ПКР-300 и ПКР-300М. Принцип действия всех ПКР практически одинаков. Однако имеются некоторые особенности по их применению.

ПКР-300 используется вместе с ротором УР-760, и рассчитан на работу с бурильными, обсадными и утяжеленными трубами. При работе с бурильной и обсадной колоннами используются шесть клиньев, которые прикрепляются к траверсе. Подобная система дает возможность позволяет более равномерно по всему периметру и по всей длине прилегания клиньев передавать нагрузку на зажимаемую трубу. При работе с колонной, имеющей вес более 250т, и при работе с УБТ используются по три клина, также прикрепленных к траверсе. При работе с обсадной колонной используются удлиненные клинья, состоящие из трех элементов. При работе с колонной

имеющей массу более 250т, используются подкладные клинья. В данном случае труба не зажимается клиньями, а торцом муфты опирается на торец клина. Клинья под весом колонны опускаются в конусной расточке вкладыша и своими буртами садятся в заточку вкладыша. Все клинья имеют удлиненную конструкцию и специальные плашки, охватывающие трубу с минимальным зазором между продольными торцами клиньев, что дает возможность обжимать трубу практически по всему диаметру. Для перемещения клиньев вместо прямоугольных пазов применена конусная расточка вкладышей, что предоставляет равномерное и одновременное перемещение клиньев, зажатие трубы и осадку колонны на подкладные клинья. Конусные поверхности клиньев имеют закаленную (ТВЧ) поверхность.

Замена клинового захвата подкладным кольцом показана на рисунке 1.5.



1 – элеватор; 2 – подкладное кольцо; 3 – защелка; 4 – втулка; 5 – корпусная втулка;
6 – центратор

Рисунок 1.5 - Оснастка для спуска обсадной колонны

2 Усовершенствование конструкции ротора

2.1 Краткий обзор по патентному поиску

2.1.1 Патент SU 1320166 A1, 30.06.1987 - Устройство для предотвращения аварийных ситуаций на буровых установках (B66D1/54, E21B19/00)

Изобретение относится к оборудованию для бурения нефтяных скважин. Устройство для предотвращения аварийных ситуаций на буровых установках содержит кран конечного выключателя, электропневматический распределитель, электроконтактный манометр и пневмозахват для задержки бурильной колонны при отсутствии усилия в неподвижной ветви талевого каната буровой установки. Устройство снабжено цилиндропоршневой парой, соединенной со шплинтом траверсы крана конечного выключателя и управляемой электроконтактным манометром через упомянутый электропневмораспределитель, и вторым электропневматическим распределителем, управляемым упомянутым электроконтактным манометром и обеспечивающим подачу сжатого воздуха в цилиндр пневмозахвата. Изобретение обеспечивает повышение безопасности.

Изобретение относится к оборудованию для бурения нефтяных и газовых скважин и может быть использовано в спуско-подъемных устройствах, оборудованных талевой системой.

Известны захваты, в частности пневмозахват, интегрированный в мехротор, применяемые для удержания в роторе бурильных и обсадных колонн. Он состоит из конических вкладышей, клиньев с плашками, пневмоцилиндра со штоком, соединенным с рычагом, и кольцевой рамы со стойками. Управление пневмозахватом осуществляется сжатым воздухом при помощи педали с пульта бурильщика. Минусом пневмозахвата является отсутствие возможности управления с помощью электромагнитного клапана.

Известен также отключатель буровой лебедки при перегрузке талевой системы и вышки, принятый за прототип. Он состоит из крана конечного выключателя, электропневматического распределителя и электроконтактного манометра. Принцип действия отключателя базируется на следящем действии электроконтактного манометра за усилием в неподвижной ветви талевого каната.

Недостатком отключателя является необходимость привязки к крану конечного выключателя с перемонтажом воздухопроводных линий, из-за чего возрастает объем монтажно-профилактических работ.

2.1.2 Описание патента №578417

Для передачи вращения от двигателя буровой установки к колонне бурильных труб и поддержания колонны бурильных труб при ее наращивании или разборке применяются роторы.

Ротор предлагаемой конструкции состоит из стола 1, корпуса 2 и зубчатки конической передачи 6. Число оборотов стола ротора достигает 300 об/мин, а давление колонны труб на стол — до 200 т. Стол центрируется и опирается на корпус 2 посредством двух упорно радиальных подшипников— основного 3 и вспомогательного 4. Подшипники ротора крепятся болтами сверху. Эти болты легки для осмотра и замены.

Такое расположение опор дает возможность увеличения базы подшипников без увеличения высоты ротора. Увеличение базы улучшает работу конической зубчатой передачи 6 ротора.

Защита от выбрасывания наружу залитого в ротор масла и от попадания воды и грязевого раствора внутрь ротора достигается лабиринтным уплотнением 5 в верхней части станины. Приближением лабиринтного уплотнения 5 к центру ротора исключается возможность выбрасывания масла.

Расположение основной опоры стола ротора внизу станины ротора, а вспомогательной опоры вверху облегчает изготовление и улучшает эксплуатацию ротора.

Основные преимущества предлагаемого ротора — это отсутствие деталей, крепящих опоры стола снизу ротора; улучшение условий работы конической зубчатой передачи и надежность верхнего лабиринтного уплотнения.

Предмет изобретения

Ротор для бурения скважин с несущей и вспомогательной опорами, отличающийся тем, что в качестве несущей применена нижняя шариковая опора

2.1.3 Описание патента №578417

Данное изобретение относится к нефтепромысловому оборудованию и служит для передачи вращательного движения колонне бурильных труб в процессе проводки скважин и для статического удержания бурильных труб на весу при спуско-подъемных операциях.

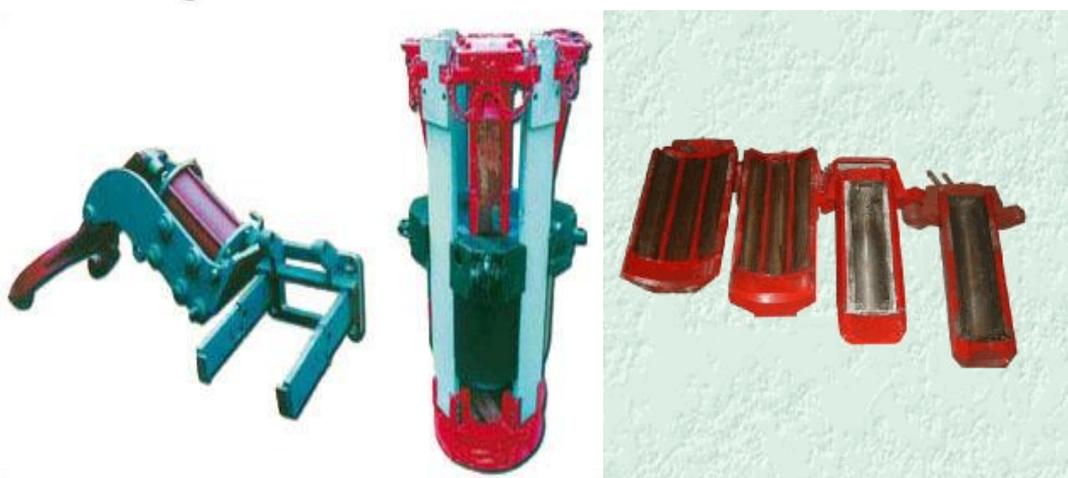
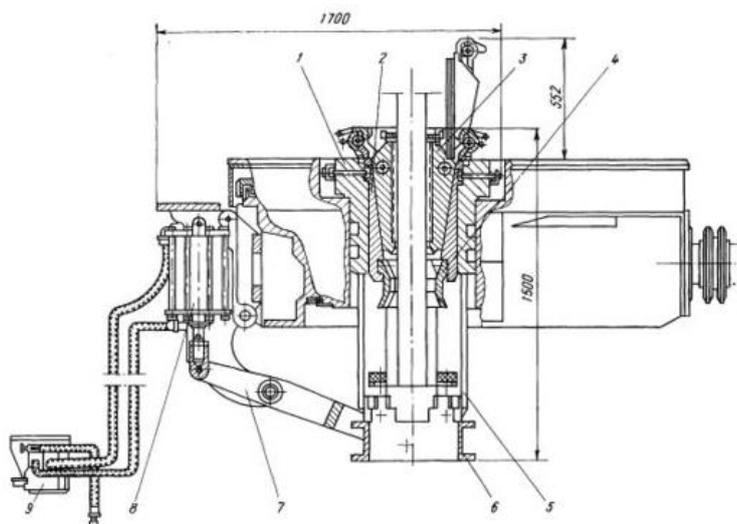
Известен буровой ротор, содержащий станину, стол опоры уплотнения и стопорное устройство.

Однако такой ротор обладает тем недостатком, что сборка вспомогательной опоры и систем уплотнения производится снизу при перевернутой станине.

Известен буровой ротор содержащий станину, стол опоры, ведущий вал, подшипниковые узлы, торцовые уплотнения и стопорное устройство. Но такая конструкция ротора не обеспечивает точности сборки и соосности осей вращения ротора относительно оси привода и центра вышки.

Цель изобретение — обеспечение монтажа и демонтажа ротора.

Это достигается тем, что станина выполнена из основания и установочного кольца, которое расположено между опорами стола ротора с возможностью фиксации стопорным устройством.



- 1 - корпус; 2 - конические вкладыши; 3 - клинья; 4 - центратор; 5 - направляющие; 6 - кольцо;
7- рычаг; 8 - пневмоцилиндр; 9 - педальный кран

Рисунок 2.1 - Пневматический клиновый захват

2.2 Рекомендации по усовершенствованию конструкции

Предлагаемое устройство для предотвращения аварийных ситуаций на буровых установках предназначено для устранения описанных недостатков и улучшения его эксплуатационно-технических параметров. Достигается это тем, что с целью расширения функциональных возможностей применяемого оборудования, повышения безопасности буровых процессов и уменьшения затрат времени на монтажные и ремонтно-профилактические работы, оно снабжено цилиндро-поршневой парой, соединенной со шплинтом траверсы крана конечного выключателя и управляемой электроконтактным манометром через упомянутый электропневмораспределитель, и вторым электропневматическим распределителем, управляемым упомянутым электроконтактным манометром и обеспечивающим подачу сжатого воздуха в цилиндр пневмозахвата для задержки буровой колонны.

Устройство для предотвращения аварийных ситуаций на буровых установках работает следующим образом. Усилие в неподвижной ветви талевого каната, трансформированное с помощью соответствующего преобразователя гидравлического или электрического типа в зависимости от типа установленного на буровой индикатора веса, поворачивает стрелку электроконтактного манометра в положение А при перегрузке талевой системы или в положение Б - при обрыве каната или случайном открытии элеватора. При работе в нормальных условиях стрелка находится между этими двумя положениями, контакты электроконтактного манометра разомкнуты. В положении А при предельной нагрузке на талевую систему стрелка электроконтактного манометра замыкает правый контакт электрической цепи управления устройством для предотвращения аварийных ситуаций на буровых установках, ток пойдет в электропневматический распределитель, соединенный с магистралью сжатого воздуха буровой установки. Сжатый воздух поступит в пространство под поршнем, шток которого выдернет шплинт траверсы крана конечного выключателя. Вследствие этого сжатый воздух поступит в пневмоцилиндр тормозной системы лебедки (не показан) и будет выпущен в атмосферу из шинно-пневматической муфты привода лебедки, которая будет остановлена и заторможена.

Наравне с указанной аварийной ситуацией (перегрузка талевой системы), в ходе проводки скважин может возникнуть опасность обрыва талевого калача с последующим падением колонны в скважину. Это происходит как правило при спуске, когда долото встает на небольшой промежуток времени на уступ в скважине, в результате чего появляется слабина каната, затем она резко выбирается и канат обрывается от больших динамических усилий. Возможен обрыв каната при резком соскакивании его со шкивов талевой системы с последующим заклиниванием между ними. Усилие в неподвижном конце талевого каната в этом случае минимально. Не исключена возможность падения бурильной колонны в скважину при случайном открытии элеватора, на котором подвешена бурильная колонна. Падение бурильной колонны в скважину чревато серьезными негативными последствиями ("полет" с последующим многократным изломом труб, например).

Для исключения негативных последствий вышеописанной аварийной ситуации предлагаемое устройство для предотвращения аварийных ситуаций на буровых установках имеет левый контакт электрической цепи управления в электроконтактном манометре. При отсутствии (или минимальном значении) усилия в неподвижной ветви талевого каната левый контакт электрической цепи замыкается, ток пойдет в электрический распределитель, при этом откроется клапан подачи сжатого воздуха, который направится в цилиндр пневмозахвата. Бурильная колонна будет приостановлена клиньями пневмозахвата и повиснет в роторе. Одновременно с этим сжатый воздух из магистрали буровой установки пойдет в электропневматический распределитель, поступит в пространство под поршнем, шток поршня

выдернет шплинт траверсы крана конечного выключателя, что приведет к остановке и торможению лебедки (аналогично ситуации с перегрузкой талевой системы). Если в этой ситуации не остановить лебедку, то оборванный канат будет хаотично наматываться и может привести к несчастным случаям и неисправности оборудования.

Применение предлагаемого устройства для предотвращения аварийных ситуаций на буровых установках позволит избежать разрушения буровой вышки и талевого каната при перегрузках и падения бурильной колонны в скважину, при обрыве талевого каната или случайном открытии элеватора.

Таблица 2.1 - Основные технические характеристики ПКР российского производства

Тип пневматического захвата	ПКР-560	ПКР-300	ПКР-300М
Диаметр, мм: - Стола ротора	560	760	760
- Отверстия внутренней неразъемной втулки	400	560	560
- Пневматического цилиндра	200	250	250
Ход, мм: - Клиньев	422	544	544
- Поршня пневмоцилиндра	260	290	290
Рабочее давление, МПа	0,7-0,4	0,7-0,9	0,6-1,0
Масса колонны, удерживаемой клиньями, кН	3200	3200	3200

3 Технологические, конструктивные и проверочные расчеты на прочность

3.1 Расчет действующих нагрузок

3.1.1 Определение диаметра отверстия стола ротора

Минимальный диаметр проходного отверстия стола ротора ограничивается ГОСТ 16293-89 в зависимости от класса буровой установки и должен быть достаточным для прохода КНБК и труб. Для определения класса буровой установки необходимо определить максимальную нагрузку на крюке БУ.

Рассматривая конструкцию скважины видим, что наибольшая нагрузка на крюке возможна при подвешивании эксплуатационной колонны или бурильной колонны для бурения крайнего интервала.

3.1.1.1. Определим веса колонн

Вес эксплуатационной колонны в воздухе:

$$Q_{max} = f_T h_5 = 0,3596 \cdot 2850 = 10,2486 \text{ кН}, \quad (3.1)$$

где $f_T = 0,3596 \text{ кН/м}$ – вес погонного метра трубы 146x11 [6].

$h_5 = 2850 \text{ м}$ – длина эксплуатационной колонны.

Вес бурильной колонны:

$$Q_{max} = \{q_5 l_5 + q_{6К} l_{6К} + m_{3К} n_{3К}\} \cdot \{1 - j_6/j\} =$$

$$[1,33 \cdot 200 + 2650 \cdot 0,232 + 0,624212] \cdot [1 - 12,5/78,5] = 918,61 \text{ кН}, \quad (3.2)$$

где: $q_5 = 1,33 \text{ кН}$ вес погонного метра УБТ;

l_5 – длина секции УБТ;

$q_5 = 0,232 \text{ кН/м}$ вес погонного метра ПК 127x9,19;

$l_{6Т}$ – длина секции СБТ;

$l_{6Т} = h_{скв} - 15 = 2850 - 200 = 2650 \text{ м.};$

$m_{3К}$ – вес комплекта замка ЗП-165-82;

n – количество замков в секции СБТ;

$l_{тр}$ – длина одной трубы;

$j_p = 12,5 \text{ кН/м}^3$ – минимально возможный удельный вес глинистого раствора [7].

Кроме веса бурильной колонны необходимо учесть дополнительное усилие, необходимое для ликвидации прихвата БК. Для скважины глубиной до 3000м. $Q_{доп} = 600 \text{ кН}$. Таким образом, получаем максимальные нагрузки на крюке при подъеме БК

$$Q_{\max 1} = Q_{\text{бк.маx}} + Q_{\text{доп}} = 918,61 + 600 = 1518,61 \text{ кН}; \quad (3.3)$$

При подвешивании обсадной колонны :

$$Q_{\max 2} = Q_{\text{ок}} = 1024,86 \text{ кН.}$$

В качестве расчетной нагрузки на крюке принимаем $Q_p = Q_{\max 1} = 1518,61$ кН. По ГОСТ 16293-89 подбираем БУ четвертого класса с допустимой нагрузкой на крюке $[Q] = 1600$ кН. Отверстие стола ротора $D > 520$ мм. Для проектируемого ротора выбираем стандартное отверстие $D = 560$ мм и проверяем его по диаметру долота для бурения под направление $D_{\text{нап}} + d$ или $560 \text{ мм} > 490 + 50 = 540 \text{ мм.}$, где $d = 50$ мм – допускаемый зазор между долотом и отверстием в столе ротора.

3.1.2 Определение максимальной статической нагрузки на стол ротора

Максимальная статическая нагрузка на вращающийся стол ротора определяется по максимальным весам бурильной и обсадной колонн:

$$Q_{\text{ст}} = K_{\text{бк}} Q_{\text{б.маx}} = 1,25 \cdot 918,61 = 1148,26 \text{ кН};$$

$$Q_{\text{ст}} = K_{\text{ок}} Q_{\text{о.маx}} = 1,15 \cdot 1024,86 = 1178,59 \text{ кН.},$$

где $K_{\text{бк}}$ и $K_{\text{ок}}$ – коэффициенты динамичности для бурильной и обсадной колонн.

В качестве расчетной принимаем большую из нагрузок $Q_{\text{ст}} = 1178,59$ кН.

3.1.3 Определение частот вращения ротора

Принимаем минимальные и максимальные числа оборотов ротора:

$$n_{\text{р.мин.}} = 20 \text{ об/мин, } n_{\text{р.маx}} = 250 \text{ об/мин.}$$

Известно, что выходной вал лебедки имеет $z=3$ скорости вращения и $m=2$ сменных звездочки на быстроходном валу ротора. Таким образом, общее количество скоростей ротора: $Z_p = z \cdot m = 3 \cdot 2 = 6$.

Рассчитаем промежуточные значения частот вращения стола ротора (по закону геометрической прогрессии):

$$n_i = u \cdot n_{i-1}, \quad (3.5)$$

где u – знаменатель прогрессии;

n – число оборотов стола ротора.

$$u = n_{p.\max} / n_{p.\min} = 250 / 20 = 1,657,$$

таким образом:

$$n_1 = 20 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = 20 \cdot 1,657 = 33,1 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = 33,1 \cdot 1,657 = 54,9 \text{ об/мин};$$

$$n_4 = 54,9 \cdot 1,657 = 91 \text{ об/мин};$$

$$n_5 = 91 \cdot 1,657 = 150,8 \text{ об/мин};$$

$$n_6 = 250 \text{ об/мин}.$$

3.1.4 Определение мощности ротора и крутящего момента на столе ротора

Расчет производится для всех интервалов бурения, кроме бурения под направление, так как там нагрузки сравнительны малы.

Бурение под кондуктор.

Определим удельный вес бурового раствора:

$$\gamma = 2 \cdot lgh + 12,5 = 2 \cdot lg \cdot 120 + 12,5 = 16,66 \text{ кН/м}^3, \quad (3.6)$$

где h_1 – глубина интервала.

Расчетное число оборотов стола ротора:

$$n_{p.1} = 200 - 150 \cdot h_1 / h_{\text{СКВ}} = 200 - 150 \cdot 120 / 2700 = 193,68 \text{ об/мин}. \quad (3.7)$$

Сравнивая полученное число оборотов с определенным ранее, принимаем, что бурение под кондуктор будет производиться на 5-й скорости при $n_p = 150,8$ об/мин.

Определим мощность холостого вращения:

$$\begin{aligned} N &= \gamma \cdot n \cdot \left(\sum A_i \cdot d_i \cdot L_i \right) \cdot 10^{-6} = \\ &= 16,66 \cdot 150,8 \cdot (17 \cdot 0,178 \cdot 75 + 17 \cdot 0,127 \cdot 45) = 4,44 \text{ кВт} \end{aligned} \quad (3.8)$$

где A_i – коэффициент зависящий от искривления скважины, для вертикальной скважины он равен 17 [7];

d_i – наружный диаметр бурильной колонны, м;

L_i – длина бурильной колонны, м.

Мощность на долоте:

$$N_{д1} = \mu_1 c_1 D_{д1}^2 n_{p1} = 1,4 \cdot 5 \cdot 0,3937^2 \cdot 150,8 = 163,62 \text{ кВт}, \quad (3.9)$$

где μ_1 - коэффициент, определяемый в зависимости от типа долота, для шарошечного долота он равен 1,4 [7];

c_1 – коэффициент осевой нагрузки, определяемый в зависимости от твердости породы, для пород средней мягкости он равен 5 [7];

$D_{д1}$ – диаметр долота, м.

Мощность ротора:

$$N_{p1} = \frac{N_{х.в1} + N_{д1}}{\eta_p} = \frac{4,44 + 163,62}{0,93} = 180,71 \text{ кВт}. \quad (3.10)$$

Крутящий момент на столе ротора:

$$M_{кр1} = \frac{30 \cdot N_{p1} \cdot k_n}{3,14 \cdot n_{p1}} = \frac{30 \cdot 180,71 \cdot 1}{3,14 \cdot 150,8} = 11,45 \text{ кНм}, \quad (3.11)$$

где k_n – коэффициент перегрузки, для дизельного привода он равен 1.

Таблица 3.1 - Расчет крутящего момента, числа оборотов и мощности

Расчетные параметры	Бурение под кондуктор	Бурение под пром. кол	Бурение под пром. кол.	Бурение под экспл. кол.	Бурение под экспл.кол.
Глубина бурения h, м	120	500	1100	1850	2850
Характер грунта	ср. мяг.	ср. твер.	твердая	твердая	крепкая
Коэф. осев, нагруз, с	5	8	8	14	15
Диаметр долота $D_{д}$, м	0,3937	0,2953	0,2953	0,2159	0,2159
Диаметр и длина секций труб буриль. колонны d x L, м	0,178 0,127	0,203 0,178 0,127	0,203 0,178 0,165 0,127	0,203 0,178 0,165 0,127	0,165 0,127
Расч. вес бур раств,	16,65836	17,89794	18,58279	19,03434	19,40969
Число обор. расч. пр. об/мин	193,6842	173,6842	142,1053	102,6316	50
Число обор, откор., пр об/мин	150,8	150,8	91	91	54,9
Мощность хол.вр. N, кВт	4,436	14,761	15,565	24,134	14,410
Мощность на дол. N, кВт	1,64E+02	1,47E+02	8,89E+01	8,31E+01	5,37E+01
Мощность ротора, N_p , кВт	1,81E+01	1,74E+02	1,12E+02	1,15E+02	7,33E+01
Крутящий момент расч. $M_{кр}$, кНм	11,4487	11,0391	11,790	12,110	12,752

3.2 Расчет основных конструктивных параметров ротора

Основные конструктивные параметры ротора принимаем из прототипа и по чертежам определяем его размеры.

Средний диаметр делительной окружности конического колеса $D_{ск} = 1165$ мм.

Диаметр окружности, проходящей через центры шариков $d^{\circ} = 70$ мм.;

Размеры стола ротора $h = 2000$ мм; $b = 600$ мм.;

Размеры быстроходного вала ротора, $a=0,156$ м; $b=0,22$ м; $L= 0,248$ м;

Вес стола ротора с установленным на нем оборудованием $G = 6$ кН.

3.3 Проверочные расчеты на прочность

3.3.1 Расчет основной подшипниковой опоры стола ротора

Основная опора стола ротора испытывает вертикальную (осевую) нагрузку при подвешивании бурильной или обсадной колонны во время СПО, а также вертикальные и горизонтальные (радиальные) нагрузки при вращении бурильной колонны.

Не вращающийся подшипник проверяется по статической грузоподъемности - максимальной нагрузке, под действием которой остаточная деформация колец и тел вращения не превышает допускаемую. Вращающийся подшипник проверяется по динамической грузоподъемности с целью определения номинальной долговечности (расчетного срока службы).

Расчет статической грузоподъемности ротора производится на максимальную статическую нагрузку $Q_{ст}=1178,59$ кН.

Расчетная статическая грузоподъемность подшипника:

$$C_0 = 0,05 \cdot Z D_{ш}^2 \sin \beta = 0,05 \cdot 29 \cdot 76,2^2 \sin 45 = 5953,4 \text{ кН}, \quad (3.12)$$

где z - количество шариков опоры;

β - начальный угол контакта для упорно-радиальных шарикоподшипников [7].

Запас прочности по статической грузоподъемности:

$$n = \frac{C_0}{Q_{ст}} = \frac{5953,4}{1178,59} = 5,05, \quad (3.13)$$

что больше рекомендуемого запаса прочности $[n] = 1,6$.

3.3.2 Расчет номинальной долговечности подшипника

Сначала определим динамическую грузоподъемность подшипника:

$$C = 2,861 \cdot 10^{-2} f_c Z^{0,67} D_{ш}^{1,4} = 2,861 \cdot 10^{-2} \cdot 7,26 \cdot 29^{0,67} \cdot 76,2^{1,4} = 855,0 \text{ кН}, \quad (3.14)$$

где f_c - коэффициент, учитывающий соотношение размеров и точность изготовления деталей подшипника.

$$D \frac{\cos \beta}{d^0} = 76,2 \cdot \frac{\cos 45}{870} = 0,062 \rightarrow f_c = 7,26, \quad (3.15)$$

где d^0 - диаметр окружности проходящей через центры шариков.

Затем определяем нагрузку на подшипник:

$$A = (XVR + YR^0) k^\tau k^\delta k^{\text{пер}},$$

где X и Y коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, для упорно-радиальных шарикоподшипников, при $\beta=45^\circ$, $X=0,66$ и $Y=1$, [7];

R и R_0 — радиальная и осевая нагрузка на подшипник в различных интервалах бурения;

$V=1$ - коэффициент, учитывающий вращение колец подшипника [7];

$k^\tau=1,1$ - температурный коэффициент;

$k^\delta=1,2$ - коэффициент безопасности;

$k^{\text{пер}}=2,5$ - коэффициент перегрузки.

Таким образом, получаем

$$A = 2,18 R + 3,3R_0.$$

При бурении под кондуктор:

$$A_1 = 2,18 \cdot R_1 + 3,3 \cdot R_{01} = 2,18 \cdot 33,06 + 3,3 \cdot 53,85 = 249,78 \text{ кН}. \quad (3.16)$$

3.3.3 Расчет быстроходного вала ротора на статическую прочность и выносливость

Быстроходный вал ротора рассчитывается из условия привода его цепной передачей. На вал действуют крутящий момент, нагрузка от цепной передачи и сил, действующих в зацеплении зубчатой передачи.

Расчетная схема представлена на рисунке 3.1.

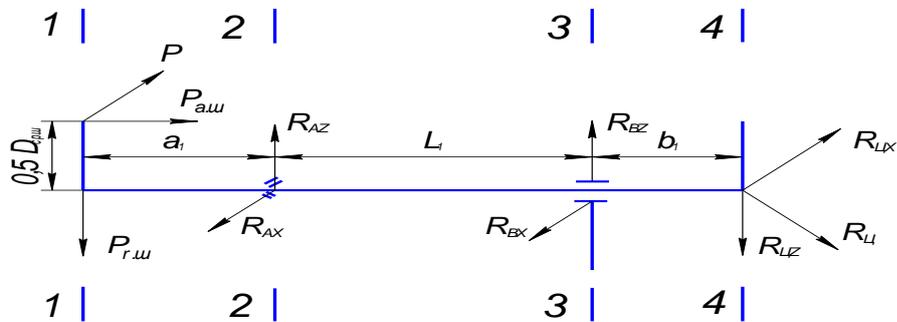


Рисунок 3.1 - Расчетная схема быстроходного вала ротора

Пиковый расчетный момент, действующий на вал. Определяется по пиковому моменту на столе ротора и определяется по формуле

$$M_{\text{пик.бв}} = \frac{M_{\text{пик}}}{i_p \cdot \eta_n} = \frac{50}{3,61 \cdot 0,96} = 14,43 \text{ кН м.} \quad (3.17)$$

Определим максимальные усилия в зацеплении (кружное $P_{\text{пик}}$, радиальное $P_{\text{рш.пик}}$, аксиальное $P_{\text{аш.пик}}$) при действии момента $M_{\text{пик бв}}$

$$P_{\text{пик}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{D_{\text{ср.к}}} = \frac{2 \cdot 14,43}{0,323} = 89,35 \text{ кН м,} \quad (3.18)$$

где $D_{\text{ср.к}}$ - средний диаметр делительной окружности зубчатого колеса, м;

При расчете быстроходного вала $D_{\text{ср.к}}$ необходимо заменить на $D_{\text{ср.ш}}$, равный

$$\frac{D_{\text{ср.к}}}{i_p} = \frac{1,165}{3,61} = 0,323 \text{ м.} \quad (3.19)$$

Следовательно,

$$P_{\text{рш.пик}} = \frac{P_{\text{пик}}(i_p \operatorname{tg} \alpha - \sin \beta)}{\sqrt{1+i_p^2 \cos \beta}} = \frac{89,35(3,61 \cdot \operatorname{tg} 20 - \sin 25)}{\sqrt{1+3,61^2 \cdot \cos 25}} = 23,46 \text{ кН;}$$

$$P_{\text{аш.пик}} = \frac{P_{\text{пик}}(i_p \operatorname{tg} \alpha + \sin \beta)}{\sqrt{1+i_p^2 \cos \beta}} = \frac{89,35(3,61 \cdot \operatorname{tg} 20 + \sin 25)}{\sqrt{1+3,61^2 \cdot \cos 25}} = 20,7 \text{ кН;}$$

От цепной передачи на вал действует сила

$$p_{\text{ц}} = \frac{2 \cdot M_{\text{пик}}}{D_{\text{зз}}} + 2 \cdot L_{\text{цц}} m \cdot g \cdot k_f = \frac{2 \cdot 14,43}{0,34} + 2 \cdot 3,5 \cdot 9,81 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 87 \text{ кН;} \quad (3.20)$$

Разложим силу $P_{\text{ц}}$ на вертикальную и горизонтальную составляющие. Следовательно

$$P_{\text{цз}} = P_{\text{ц}} \cos f = 87 \cdot \cos 45 = 61,5 \text{ кН;}$$

$$P_{\text{цх}} = P_{\text{ц}} \sin f = 87 \cdot \sin 45 = 61,5 \text{ кН.}$$

Горизонтальные и вертикальные составляющие опорных реакций на опорах вала определяются по формулам

$$R_{ax} = P_{\text{пик}} \left(1 + \frac{a_1}{L_1}\right) - P_{\text{цц}} \frac{b_1}{L_1} = 89,35 \cdot \left(1 + \frac{0,156}{0,248}\right) - 61,5 \cdot \frac{0,22}{0,248} = 91,49 \text{ кН};$$

$$R_{az} = P_{r\text{ш.пик}} \left(1 + \frac{a_1}{L_1}\right) - P_{\text{цц}} \frac{b_1}{L_1} - P_{a\text{ш.пик}} \frac{D_{\text{ср.ш}}}{2L_1} = 23,46 \cdot \left(1 + \frac{0,156}{0,248}\right) - 61,5 \cdot \frac{0,22}{0,248} - 20,7 \cdot \frac{0,323}{2 \cdot 0,28} = -29,82 \text{ кН};$$

$$R_{bx} = -P_{\text{пик}} \frac{a_1}{L_1} + P_{\text{цц}} \left(1 + \frac{b_1}{L_1}\right) = -89,35 \cdot \frac{0,156}{0,248} + 61,5 \cdot \left(1 + \frac{0,22}{0,248}\right) = 59,85 \text{ кН};$$

$$R_{bz} = -P_{r\text{ш.пик}} \frac{a_1}{L_1} + P_{\text{цц}} \left(1 + \frac{b_1}{L_1}\right) + P_{a\text{ш.пик}} \frac{D_{\text{ср.ш}}}{2L_1} = -23,46 \cdot \frac{0,156}{0,248} + 61,5 \cdot \left(1 + \frac{0,22}{0,248}\right) + 20,7 \cdot \frac{0,323}{2 \cdot 0,248} = 114,78 \text{ кН}.$$

Суммарные опорные реакции вала найдем по формулам

$$R_A = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{az}^2} = \sqrt{91,48^2 + 29,82^2} = 96,23 \text{ кН}; \quad (3.21)$$

$$R_A = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{bz}^2} = \sqrt{59,85^2 + 114,78^2} = 129,45 \text{ кН}.$$

Изгибающие моменты, действующие на вал в вертикальной и горизонтальной плоскостях, определяются по формулам

Сечение 1 $M_{r1}=0$;

$$M_{B1} = \frac{P_{a\text{ш.пик}} D_{\text{ср.ш}}}{2} = \frac{20,7 \cdot 0,323}{2} = 3,34 \text{ кНм}; \quad (3.22)$$

Сечение 2 $M_{r2} = P_{\text{пик}} a_1 = 89,35 \cdot 0,156 = 13,97 \text{ кНм}$;

$$M_{B2} = \frac{P_{a\text{ш.пик}} D_{\text{ср.ш}}}{2} - P_{r\text{ш.пик}} a_1 = \frac{20,7 \cdot 0,323}{2} - 23,46 \cdot 0,156 = -0,32 \text{ кНм};$$

Сечение 3 $M_{r3} = P_{\text{цц}} b_1 = 61,5 \cdot 0,22 = 13,53 \text{ кНм}$;

$$M_{B3} = -P_{\text{цц}} b_1 = -61,5 \cdot 0,22 = -13,53 \text{ кНм};$$

Сечение 4

$$M_{r4}=0; \quad M_{B4}=0.$$

Суммарные величины изгибающих моментов для сечений 1-4 определяются по формуле

$$M_{ni} = \sqrt{M_{Bi}^2 + M_{ri}^2}, \text{ тогда для нашего случая;} \quad (3.23)$$

$$M_{n1} = \sqrt{3,34^2 + 0} = 3,34 \text{ кНм};$$

$$M_{n2} = \sqrt{-0,32^2 + 13,94^2} = 13,94 \text{ кНм};$$

$$M_{n1} = \sqrt{-13,53^2 + 13,53^2} = 19,13 \text{ кНм};$$

$$M_{n4} = 0.$$

Построим эпюры изгибающих моментов.

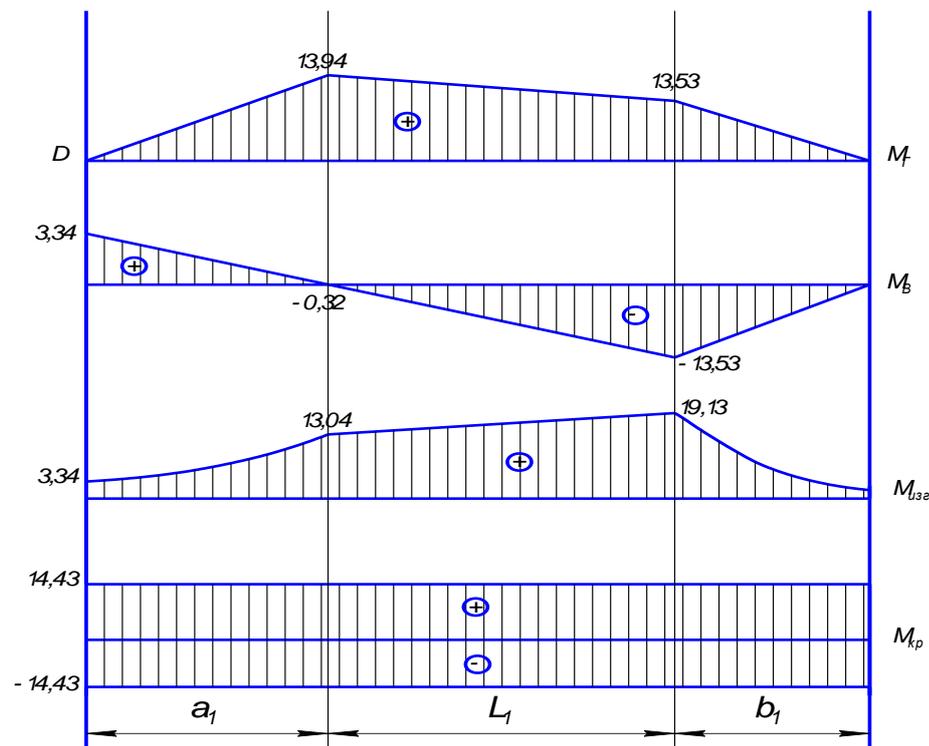


Рисунок 3.2 - Эпюры изгибающих и крутящих моментов

В качестве расчетного изгибающего момента принимаем максимальный момент, действующий в сечении 3-3, с диаметром вала в этом сечении равным 170мм.

Определяем нормальные и касательные напряжения:

$$\sigma_{и} = \frac{32M_{и.max}}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 19,13 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,17^3} = 39,68 \text{ МПа}; \quad (3.24)$$

$$\tau = \frac{16M_{пик}}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,17^3} = 51,86 \text{ МПа}. \quad (3.25)$$

Суммарные напряжения в сечении вала согласно третьей теории прочности будут

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_T^2 + 4\tau^2} = \sqrt{39,68^2 + 4 \cdot 51,86^2} = 111,05 \text{ МПа};$$

Запас по пределу текучести материала быстроходного вала соответственно

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_p} = \frac{600}{111,05} = 5,4;$$

где σ_T - предел текучести материала быстроходного вала (Ст50).

Запас прочности быстроходного вала ротора больше чем рекомендуемый $[n] = 1,4$.

3.3.4 Расчет быстроходного вала на усталостную прочность

Учитывая нестационарный характер нагружения вала, расчет следует проводить по эквивалентной нагрузке. Анализ действующих нагрузок показывает, что все напряжения определяются действующим крутящим моментом, приложенным к валу ротора.

Определим коэффициент эквивалентности нагрузки на валу

$$K_{\text{ЭКВ}} = \sqrt[m]{3,6 \cdot 10^{-2} \sum \left(\frac{M}{M}\right)^m n_i K_i}$$

$$= \sqrt[9]{3,6 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\left(\frac{11,4487}{12,753}\right)^9 \cdot 6,032 + \left(\frac{11,039}{12,753}\right)^9 \cdot 22,62 + \left(\frac{11,791}{12,753}\right)^9 \cdot 20,02 + \right.}$$

$$\left. + \left(\frac{12,11}{12,753}\right)^9 \cdot 21,84 + \left(\frac{12,753}{12,753}\right)^9 \cdot 19,22 \right)} =$$

$$= 1,0716$$

m – показатель наклона кривой усталости для напряжений кручения и изгиба, при $N_0=10^7$ $m=9$ [1];

n_i - частота вращения по фазам бурения;

K_i - коэффициент, учитывающий продолжительность соответствующего режима работы ротора, для четырех фаз: под направление, под первую и вторую промежуточные колонны, под эксплуатационную колонну, соответственно он будет равен - 0,02; 0,13; 0,40; 0,45;

M_i - момент на i -м режиме (фазе);

$M_{\text{max}} = 12,753 \text{ кНм}$, максимальный момент из всех крутящих моментов.

Эквивалентный крутящий момент

$$M_{\text{ЭКВ}} = M_{\text{max}} K_{\text{ЭКВ}} = 12,753 \cdot 1,0716 = 13,67 \text{ кНм.}$$

Нормальные и касательные эквивалентные напряжения определяются по формуле:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{\sigma_{\text{н}} M_{\text{ЭКВ}}}{M_{\text{ПИК}}} = \frac{39,68 \cdot 13,67}{50} = 10,845 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{\text{ЭКВ}} = \frac{\tau M_{\text{ЭКВ}}}{M_{\text{ПИК}}} = \frac{51,86 \cdot 13,67}{50} = 14,179 \text{ МПа.}$$

Средние и амплитудные нормальные и касательные напряжения определим по формулам

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma_{\text{ЭКВ}} = 10,845 \text{ МПа; } \tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\text{ЭКВ}}}{2} = \frac{14,179}{2} = 7,09 \text{ МПа;}$$

Найдем приведенные коэффициенты $K_{\sigma\text{Д}}$ – для нормальных напряжений $K_{\tau\text{Д}}$ – для касательных по формулам

$$K_{\sigma\text{Д}} = \frac{K_{\sigma} + K_F - 1}{K_d K_v} = \frac{1,86 + 1,42 - 1}{0,68 \cdot 2} = 1,68; \quad (3.26)$$

$$K_{\tau\text{Д}} = \frac{K_{\tau} + K_F - 1}{K_d K_v} = \frac{2,15 + 1,42 - 1}{0,68 \cdot 2} = 1,89,$$

где $K_{\sigma} = 1,86$; $K_{\tau} = 2,15$ – эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений [7];

$K_d = 0,68$ – коэффициент, учитывающий размеры детали [7];

$K_F = 1,42$ (приняв $R_z=40$) – коэффициент, учитывающий чистоту поверхности детали [7, с. 53];

$K_v=2$ – коэффициент, учитывающий поверхностную обработку вала ТВЧ [7, с. 41];

$\psi_{\tau}=0,03$; $\psi_{\sigma}=0,06$ – коэффициенты чувствительности материала вала к асимметрии цикла [7, с. 56].

Таким образом

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B K_{\sigma\text{Д}}} = \frac{352}{10,845 \cdot 1,68} = 19,32;$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau\text{Д}} + \tau_m \psi_{\tau}} = \frac{202}{7,09 \cdot 1,89 + 7,09 \cdot 0,03} = 13,61.$$

где $\sigma_{-1}=0,47 \cdot \sigma_B=0,47 \cdot 750=352$ МПа; $\tau_{-1}=0,25 \cdot \sigma_B=0,25 \cdot 750=202$ МПа.

Запас усталостной прочности определим по формуле:

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 n_{\tau}^2}} = \frac{19,32 \cdot 13,61}{\sqrt{19,32^2 \cdot 13,61^2}} = 11,13$$

Определенный запас прочности больше рекомендуемого [n_y]=1,2, таким образом условие прочности выполняется.

3.3.5 Расчет планок ПКР

Определение усилия, развиваемого цилиндром управления ПКР. При подъеме клиньев наибольшие напряжения в деталях механизма привода возникают в начальный момент их подъема, когда воздух поступил в пневмоцилиндр, но колонна еще не начала подниматься. При этом зубья клиньев врезаны в тело трубы и на детали механизма привода действует полное усилие передаваемое поршнем.

$$N = PS\eta = 0,7 \cdot 10^6 \cdot 0,0314 \cdot 0,9861 = 21,67 \text{ кН} \quad (3.27)$$

где $P = 0,7 \text{ МПа}$ - давление воздуха в пневмоцилиндре;
 S - площадь поршня и она будет равна

$$S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2 \quad (3.28)$$

F - общая сила трения, определяем как

$$F = F_1 + F_2 + F_3 = 263,76 + 37,68 + 4,24 = 305,68 \text{ Н}$$

Тогда η – КПД пневмоцилиндра будет равно

$$\frac{F_M \cdot 100}{PS} = 100\% - \frac{305,68 \cdot 100}{0,7 \cdot 10^6 \cdot 0,0314} = 98,61\% \quad (3.29)$$

F_M - сила трения в манжетах, находящихся под давлением $P=0,7 \text{ МПа}$,
 $P_{2,3} = 0,1 \text{ МПа}$

$$F_1 = Pf\pi B_1 D_1 = 0,7 \cdot 10^6 \cdot 0,03 \cdot 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,2 = 263,76 \text{ Н} \quad (3.30)$$

$$F_2 = Pf\pi B_2 D_2 = 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,03 \cdot 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,2 = \text{Н}$$

$$F_3 = Pf\pi B_3 D_3 = 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,03 \cdot 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,2 = \text{Н}$$

Определение нагрузки на ролик рычага

$$P_{\text{рол}} = \frac{Nl_1}{2l_2} = \frac{21,67 \cdot 0,325}{2 \cdot 0,65} = 5,42 \text{ кН}$$

где l_1 и l_2 -размеры плеч рычага.

3.3.6 Расчет планок ПКР на прочность

Считаем, что усилия от роликов передаются через кольцо на одну планку, т.е. происходит обжатие колонны бурильных труб одним клином. Расчетная схема представлена на рис.9.

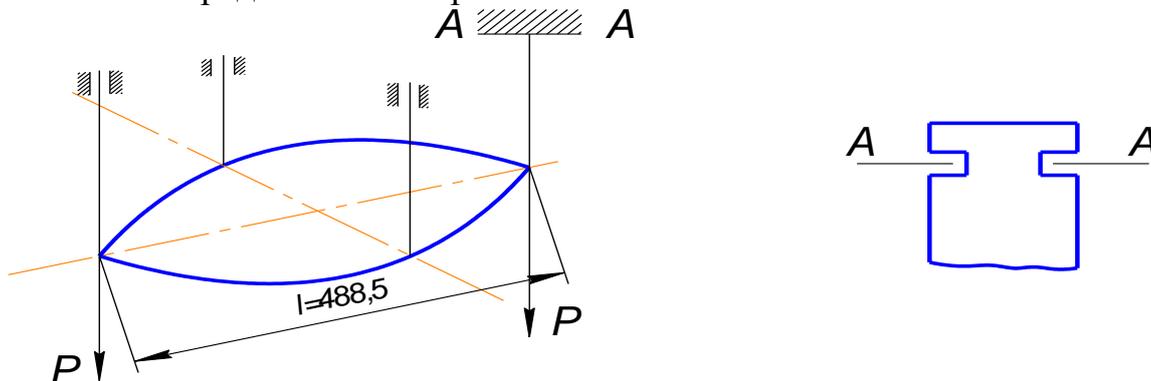


Рисунок 3.3 - Расчетная схема планок ПКР

Нагрузка на планку будет равна нагрузке на ролик рычага $P = 5,42$ кН. Изгибающий момент, действующий на планку в сечении А-А

$$M_{иА-А} = Pl = 5,42 \cdot 0,4885 = 2,65 \cdot 10^3 \text{ кНм} \quad (3.40)$$

где l – размер кольца, м (см. рис)

Момент сопротивления изгибу

$$W_{xA-A} = \frac{bh^2}{6} = \frac{0,07 \cdot 0,044^2}{6} = 2,26 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Напряжения от изгиба

$$\sigma_{и} = \frac{M_{иА-А}}{W_{xA-A}} = \frac{2,65 \cdot 10^3}{2,26 \cdot 10^{-5}} = 117,26 \text{ МПа} \quad (3.41)$$

Напряжение от растяжения планки

$$\sigma_p = \frac{2P}{F_{A-A}} = \frac{2 \cdot 5,42 \cdot 10^3}{0,07 \cdot 0,04} = 3,52 \text{ МПа}$$

Суммарное напряжение

$$\sigma_{\Sigma} = 117,26 + 3,52 = 120,78 \text{ МПа}$$

Запас прочности по пределу текучести

$$n = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{280}{120,78} = 2,32$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные направления технического прогресса в области бурового оборудования основываются на последних достижениях науки, ведущих инженеров и специалистов в области бурового оборудования.

Одна из первостепенных задач развития буровой техники — увеличение мощности буровых установок так как в ближайшие годы начнется бурение скважин значительно большей глубины чем существующие. Их мощность установок для глубокого бурения будет достигать до 6000 кВт. В настоящее время ведутся подготовительные работы по созданию оборудования для выполнения этой сложной задачи.

Основными потребителями мощности привода буровых установок являются буровые насосы, лебедка и ротор. Настоящий дипломный проект посвящен усовершенствованию конструкции бурового ротора большой мощности.

В проекте проведен обзор существующих конструкций роторов для глубокого бурения скважин на нефть и газ, в соответствии с заданием на проектирование выбран прототип ротора УР-560, подробно описана его конструкция, характеристики и принцип его работы,

Предложено усовершенствование конструкции прототипа и проведены технологические, конструктивные и проверочные расчеты на прочность, в результате которых подтверждена работоспособность усовершенствованной конструкции ротора, приведены чертежи на 6 листах А1.

Список использованной технической литературы составляет 30 наименований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. Учебник для вузов.- М: Недра, 1988.-501с.
2. Ильский А.Л. Расчет и конструирование бурового оборудования. Учебное пособие для вузов - М: Недра, 1985.- 452 с.
3. Ильский А.Л. Оборудование для бурения нефтяных скважин. Расчет и конструирование. - М.: Машиностроение, 1980, 229 с.
4. Алексеевский Г.В. Буровые установки Уралмашзавода.- М.: Недра, 1971,496 с.
5. Палашкин Е.А. Справочник механика по глубокому бурению. Справочник.-М.: Недра, 1981.-510 с.
6. Раабен А.А. Монтаж и ремонт бурового и эксплуатационного оборудования.- М.:Недра, 1975, 304 с.
7. Изосимов А.М. Расчеты основных узлов и агрегатов бурового оборудования: Учебное пособие. СамГТУ, Самара, 2002, 104 с.
8. Колотилин Б.А. Экономическое обоснование инвестиционного проекта на буровом предприятии. Методические указания. СамГТУ, 2000, 23 с.
9. Лесецкий В.А., Ильский А.Л. Буровые машины и механизмы: Учебник для техникумов. – М.: Недра, 1980. – 391с.
10. Аванесов В.А., Москалева Е.М. Расчеты буровых машин: Учебное пособие. – Ухта: УИИ, 1999. – 116 с., ил.
11. Смолина А.К. Типовые задачи по курсу «Машины и оборудование для бурения». Часть 2. – Ухта: УИИ, 1984. – 51 с.
12. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: 9е изд. перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академик», 2006г. 496с.
13. Архангельский В.П., Аважанский Ю.С., Малкин И.Б. Новые буровые установки. Справочное пособие.
14. Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности.- М.: 2004, 276 с.
15. Захват клиновой ПКР-560М, ТУ3661-076-07555288- 2001, 28 с.
16. Захват клиновой ПКР-560М. Руководство по эксплуатации. НЕМИ.006.00.00.000 РЭ, 36 с.
17. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высшая школа, 1979
18. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. – 5-е изд. Перераб. и доп. – М.: Недра, 1973
19. Бержец Г.Н. Основы классификации и расчета параметров буровых установок. – М.: Недра, 1968

20. Когаев В. П., Махмутов Н. А., Гусенков А. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. – М.: Машиностроение, 1985
21. Масленников И. К., Матвеев Г. И. Инструмент для бурения скважин. Справочное пособие. – М.: Недра, 1981
22. Орлов П. И. Основы конструирования. Т. 1-3. -М.: Машиностроение, 1974
23. Серeda Н. Г., Соловьев Е. М. Бурение нефтяных и газовых скважин. – М.: Недра, 1974
24. Тарасевич В. И. Основы повышения производительности буровых установок. – М.: Недра, 1968
25. Шульна В. Г., Бухаленко Г. И. Устьевое оборудование нефтяных и газовых скважин. – М.: Недра, 1978
26. Эльящевский И. В., Сторонский М. И., Орсуляк Я. М. Типовые задачи и расчеты в бурении. – М.: Недра, 1982
27. Детали машин В. А. Добровольский, К. И. Заблонский, С. А. Мак и др. – М.: Машиностроение, 1981
28. Приводы машин. Справочник/В. В. Длоуний, Т. И. Муха, А. П. Пупиков, Б. В. Януш – Л.: Машиностроение, 1982
29. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машины на прочность. Руководство и справочное пособие. – М.: машиностроение, 1975
30. Биргенр И. А., Шор Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979