

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»



ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
Технологические машины
и транспорт»
Бортебаев С.А.
«25» 05 2022 г.

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: «Модернизация конструкции ротора с диаметром проходного отверстия стола ротора 700 мм»

по специальности: 5В072400 - Технологические машины и оборудование

Выполнил:

Халыков А. Б.

Рецензент

докт. техн. наук, профессор
(ученая степень, звание)

подпись



" 25 " мая 2022 г.

Научный руководитель:
канд. техн. наук, профессор,

Заурбеков С. А.

" 24 " 05 2022 г.

Алматы 2022

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

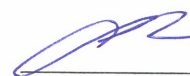
Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

5В072400 – Технологические машины и оборудование

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой
«Технологические машины
и транспорт»


Бортебаев С.А.

« 25 » 05 2022 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Обучающимся Халыков Алмаз Болатбекулы

Тема: «Модернизация конструкции ротора с диаметром проходного отверстия стола ротора 700 мм»

Утвержден приказом ректора Университета № 489-П/Ө от «24» декабря 2021 г.

Срок сдачи законченной работы: "23" мая 2022 г.

Исходные данные дипломного проекта: модернизация конструкции ротора с диаметром проходного отверстия стола ротора 700 мм

Перечень подлежащих разработке в дипломном проекте вопросов или краткое содержание дипломного проекта:

- а) Обзор современных конструкций бурового ротора;
- б) Предложение по усовершенствованию конструкции. Проверить ее работоспособность расчетным путем;
- в) Модернизация смазочной системы бурового ротора;
- г) Охрана труда и безопасности окружающей среды – рассматриваются техника безопасности и способы предотвращения чрезвычайных ситуаций;

Рекомендуемая основная литература: из 25 наименований



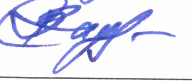
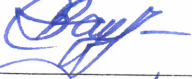

ГРАФИК

подготовки дипломного проекта

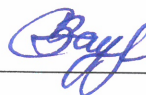
Наименования разделов	Сроки представления научному руководителю и консультантам	Примечание
Техническая часть	12.02.2022 г.	
Специальная часть	10.03.2022 г.	
Расчетная часть	01.05.2022 г.	
Охрана труда	10.05.2022 г.	

Подписи

консультантов и нормоконтролера на законченный дипломный проект с указанием относящихся к ним разделов проекта

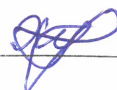
Наименования разделов	Научн. руководитель, консультанты, Ф.И.О. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Техническая часть	к.т.н., профессор, Заурбеков С. А.	01.02.22г.	
Специальная часть	к.т.н., профессор, Заурбеков С. А.	20.02.22г.	
Расчетная часть	к.т.н., профессор, Заурбеков С. А.	20.03.22г.	
Охрана труда	к.т.н., профессор, Заурбеков С. А.	25.04.22г.	
Нормоконтролер	м.т.н., лектор Сарыбаев Е.Е.	25.05.22	

Научный руководитель:



к.т.н., проф., Заурбеков С. А.

Задание принял к исполнению студент



Халыков А. Б.

Дата «__» _____ 20__ г.

АНДАТПА

«Ротор үстелінің өтпелі тесігінің диаметрі 700 мм ротордың конструкциясын жаңғырту» тақырыбына дипломдық жоба. Дипломдық жоба түсіндірме бөлімнен және графикалық бөлімнен тұрады.

Жобаның түсіндірме бөлігінде бұрғылау роторының және оның құрамдас бөліктерінің сипаттамалары келтірілген. Жобаның арнайы бөлімінде ақпараттық-патенттік сараптама жүргізіліп, бұрғылау қондырғысының негізгі кемшіліктері анықталып, жаңғырту ұсынылды. Бұл дипломдық жұмыстың мақсаты айналмалы мойынтіректерді майлау арқылы бұрғылау роторының сенімділігін арттыру болып табылады. Жобада егжей-тегжейлі есептеулер жүргізіліп, экологиялық талаптар тексерілді.

Дипломдық жоба түсініктеменің 34 бетінен және А1 форматындағы 4 парақтан және бөлшектерден тұратын графикалық бөлімнен тұрады.

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект на тему «Модернизация конструкции ротора с диаметром проходного отверстия стола ротора 700 мм». Дипломный проект состоит из пояснительной части и графической части.

В пояснительной части к проекту даны характеристики бурового ротора и ее составляющих частей. В специальном разделе проекта проведен информационно – патентный обзор, определены главные недостатки бурового ротора, предложена модернизация. Целью данного дипломного проекта является повышения надежности бурового ротора путём циркуляционной смазки подшипников. Проект прошел подробные расчеты и проверен на экологические требования.

Дипломный проект составлен из графической части, состоящей из 34 страницы комментария и 4 листов формата А1 и детализовки.

ABSTRACT

Graduation project on the theme "Modernization of the design of the rotor with a diameter of the through hole of the rotor table 700 mm". The diploma project consists of an explanatory part and a graphic part.

In the explanatory part to the project, the characteristics of the drilling rotor and its components are given. In a special section of the project, an information and patent review was carried out, the main shortcomings of the drilling rig were identified, and modernization was proposed. The purpose of this thesis project is to improve the reliability of the drilling rotor by circulating bearing lubrication. The project went through detailed calculations and checked for environmental requirements.

The graduation project consists of a graphic part consisting of 34 pages of commentary and 4 sheets of A1 format and detailing.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	3
1	Техническая часть	7
1.1	Общие сведения о роторах	7
1.2	Устройство и условия работы	7
1.3	Анализ научно-технической информации	11
1.3.1	Совершенствование системы смазки бурового ротора	11
1.4	Выбор прототипа и описание конструкции	14
2	Специальная часть	16
2.1	Патентный обзор по заданным параметрам	16
2.2	Усовершенствование конструкции	19
3	Расчетный часть	22
3.1	Расчет действующих нагрузок	22
3.2	Расчет конструктивных параметров ротора	22
3.3	Расчеты на прочность отдельных элементов	25
4	Охрана труда, техника безопасности и жизнедеятельности	28
4.1	Требование к оборудованию по ГОСТу	28
4.2	Требования к буровому ротору	28
4.3	Требования к площадкам и лестницам	29
4.4	Требования к системам блокировки	30
4.5	Требования безопасности при эксплуатации, монтажных, ремонтных работах и транспортировании оборудования	30
4.6	Контроль выполнения требований безопасности	31
	Заключение	32
	Список использованной литературы	33

ВВЕДЕНИЕ

Буровое оборудование эксплуатируется в специфических и сложных условиях. Технологический процесс буровых работ предполагает тесную взаимосвязь механизмов оборудования, при которой отказ или неисправность одного из них препятствует нормальной работе всей системы.

Нередко отказы бурового оборудования приводят к значительному экономическому ущербу не только вследствие перебоев производственного процесса, но и в результате осложнений и аварий в бурении. Причиной этого являются нарушение нормального технологического процесса.

Для повышения надежности, совершенствования конструктивных и эксплуатационных параметров буровой установки, применяемых для бурения глубоких скважин, требуется, прежде всего, систематизация причин отказов и выявление видов деталей, лимитирующих срок их службы. Все буровое оборудование является восстанавливаемым и требует проведения периодического технического обслуживания во время эксплуатации: внепланового или планового (профилактическое обслуживание).

Внеплановое обслуживание предусматривает восстановление функций оборудования после возникновения отказов путем замены, ремонтов или регулирования отказавших узлов и деталей.

Профилактическое обслуживание оборудования время от времени предусматривает замену деталей еще исправных, но с определенной степенью износа. Наряду с повышением безотказности работы оборудования профилактическое обслуживание целесообразно проводить и в тех случаях, когда устранение последствий отказов или неисправностей обходится дороже, чем замена еще исправных деталей, проработавших определенное время. При этом важным вопросом является выбор оперативности и периодичности профилактического обслуживания.

Сокращение времени непрерывной работы оборудования не является методом повышения его надежности. Однако, уменьшая суммарное время работы оборудования, можно тем самым продлить его существование в исправном состоянии. Следовательно, этот путь позволяет разумно использовать надежность оборудования.

Критерием эффективности использования оборудования при введении профилактического обслуживания могут служить относительные эксплуатационные потери в течение заданного конечного интервала времени, зависящие от доли времени простоя оборудования при профилактическом и внеплановом обслуживании за этот же период времени.

1 Техническая часть

1.1 Общие сведения о роторах

Буровой ротор, сокращенно называемый ротором или вращателем, предназначен для выполнения следующих операций:

- вращения поступательно движущейся бурильной колонны в процессе проходки скважины роторным способом;
- восприятия реактивного крутящего момента и обеспечения продольной подачи бурильной колонны при использовании забойных двигателей;
- удержания бурильной или обсадной колонны труб над устьем скважины при наращивании и спуско-подъемных операциях;
- проворачивания инструмента при ловильных работах и других осложнениях, встречающихся в процессах бурения и крепления скважины.

Роторы относятся к числу основных механизмов буровой установки и различаются по диаметру проходного отверстия, мощности и допускаемой статической нагрузке. По конструктивному исполнению роторы делятся на неподвижные и перемещающиеся возвратно-поступательно относительно устья скважины в вертикальном направлении.

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

Конструкция ротора должна обеспечить необходимые удобства для высокопроизводительного труда и отвечать требованиям надежности и безопасного обслуживания. При этом габариты ротора должны быть ограничены площадью, отводимой для его установки на буровой площадке. Роторы, используемые в буровых установках различных классов и модификаций, должны быть максимально унифицированы по техническим параметрам и конструкции.

1.2 Устройство и условия работы

В буровых установках для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения используются роторы, неподвижно устанавливаемые напоминают конический редуктор, ведомый вал которого выполнен в виде, вертикального полого цилиндра. Конструкция ротора (рис.1) состоит из станины 9 и стола 2, приводимого во вращение от быстроходного вала 7 при помощи конических шестерни 10 и колеса 6. Межосевой угол передачи составляет 90°. Станина ротора в большинстве случаев выполняется литой из конструкционных

нелегированных сталей. В станине имеются горизонтальная и вертикальная расточки для размещения быстроходного вала и стола ротора. Толщина ее стенок 15 - 30 мм. Необходимую прочность и жесткость придают ребра на внутренних стенках станины. В основании её имеются отверстия для стропов, используемых для перемещения ротора в подвешенном состоянии.

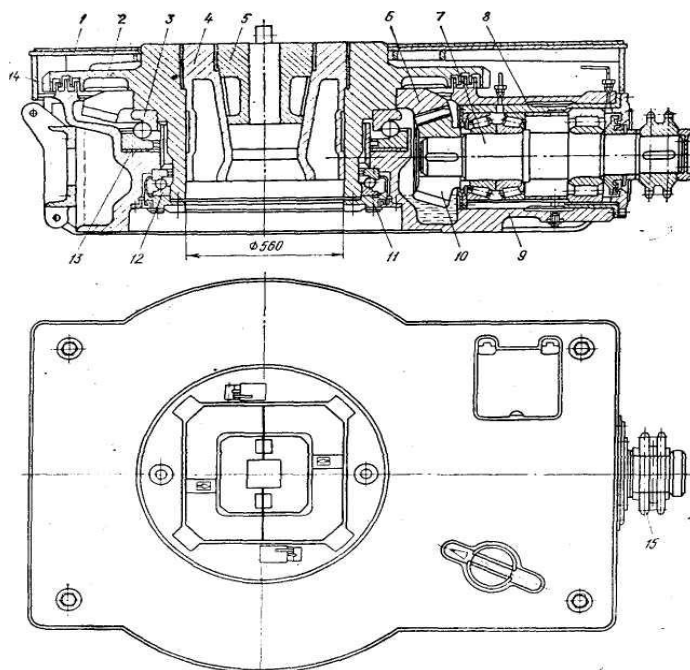


Рисунок 1 - Буровой ротор УР-560

Стол 2 ротора представляет собой полулю стальную отливку с наружным диском, прикрывающим вертикальную расточку станины. В верхней части он имеет квадратное углубление для разъемного вкладыша (втулки) 4. В свою очередь, вкладыши имеют квадратное углубление для зажима 5, переходящее в конус. При бурении во вкладыши вставляются квадратные либо роликовые зажимы ведущей трубы, а при спуско-подъемных операциях - клинья, удерживающие колонну труб над ротором. Разъемная конструкция вкладышей и зажимов обеспечивает установку их в ротор в тех случаях, когда его отверстие занято трубой.

Стол ротора с напрессованным коническим колесом устанавливается в вертикальной расточке станины на основной 3 и вспомогательной 12 опорах. В качестве опор используются упорно-радиальные шариковые подшипники, которые вследствие зеркального расположения и осевой затяжки способны воспринимать двусторонние осевые нагрузки.

На основную опору действуют собственный вес стола ротора и колонны труб, удерживаемой им при спуско-подъемных операциях. В процессе бурения скважины бурильная колонна подвешивается к вертлюгу и на основную опору действуют собственный вес стола и силы трения, возникающие в результате скольжения ведущей трубы относительно зажимов 5 ротора. Подшипники и стол

ротора вращаются при роторном бурении и остаются неподвижными при спуско-подъемных операциях и бурении забойными двигателями, если не учитывать их вращения при периодическом проворачивании бурильной колонны с целью предупреждения прихватов.

На вспомогательную опору действуют усилие от предварительного осевого натяга подшипника и случайные нагрузки от трения и ударов, возникающие при подъеме труб, долота и другого инструмента в результате их раскачивания и смещения относительно оси стола ротора. Важное значение для нормальной работы ротора имеет осевой предварительный натяг вспомогательного подшипника. Правильно выбранный натяг обеспечивает плотное прилегание шариков к беговым дорожкам, уменьшает износ поверхностей качения, повышает долговечность и нагружаемости подшипников, предупреждает вращение шариков под действием гироскопических моментов и благодаря этому снижает коэффициент трения.

Чрезмерный натяг столь же опасен, как и недостаточный, так как вызывает защемление шариков, перегрузку поверхностей качения и повышенное тепловыделение. Натяг подшипника основной опоры создается собственным весом стола ротора, а осевое его положение регулируется стальными прокладками 13, установленными под нижним кольцом основной опоры. Осевой натяг вспомогательного подшипника регулируется прокладками, которые устанавливаются между нижним торцом стола ротора и фланцем 11, соединяемыми болтами.

Вследствие неизбежной несоосности центрирующих поверхностей стола и станины ротора шарики могут сместиться от оси симметрии беговых дорожек, и в результате этого нарушится правильная работа подшипников. Для устранения несоосности центрируется одно кольцо подшипника, а другое свободно перемещается по радиусу. Под действием нагрузки свободное кольцо самоцентрируется относительно шариков и благодаря этому обеспечивается равномерное нагружение шариков, способствующее увеличению долговечности подшипника. Обычно свободное кольцо подшипника устанавливается в станине ротора.

Упорно-радиальные шариковые подшипники выбираются по диаметру проходного отверстия стола ротора. Нагрузочная способность подшипников заданного диаметра и типа зависит от их серии. В основной опоре стола ротора используются 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. Конические роликоподшипники, обладающие по сравнению с шариковыми более высокой несущей способностью, в опорах стола ротора используются в редких случаях. Это обусловлено сравнительно высокой их стоимостью и повышенной чувствительностью к перекосам, вызывающим резкое снижение срока их службы. Относительное положение основной и вспомогательной опор ротора может быть иным. Например, в роторе УР-760 (рисунок 2) вспомогательная опора устанавливается над основной.

Быстроходный вал с конической шестерней, закрепленной шпонкой, монтируется в стакане 8 и в собранном виде устанавливается в горизонтальную

расточку станины. Стакан предохраняет станину от вмятин, образующихся при установке подшипников и их проворачивании под нагрузкой. Консольное расположение шестерни на быстроходном валу удобно для компоновки и сборки ротора. Однако при этом возрастают 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.

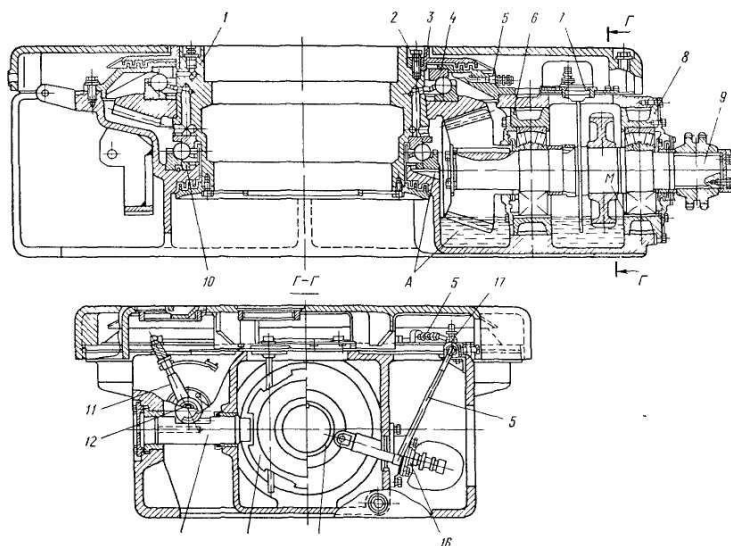


Рисунок 2 - Буровой ротор УР-760

В этом отношении благоприятнее располагать шестерню между двумя опорами. Однако, учитывая удобство монтажа и ремонта, быстроходные валы во всех конструкциях роторов изготавливаются с консольным расположением шестерни. При этом для снижения изгибающего момента шестерня максимально приближена к опоре вала. На наружном конце быстроходного вала установлена цепная звездочка 15 либо карданная муфта. Для безопасности и удобства обслуживания ротор закрывается крышкой 1. При бурении забойными двигателями стол ротора стопорится и благодаря этому предотвращается вращение бурильной колонны под действием реактивного крутящего момента. Стопорение осуществляется фиксатором, который входит в радиальные пазы 14 диска стола ротора.

В роторе, изображенном на рис.2, на быстроходном валу установлено колесо 14 с пазами для зацепления со стопором 13, передвигающимся в направляющих втулках станины посредством рукоятки 11. Последняя соединяется с валиком 12, имеющим шестеренку, которая входит в зацепление с зубьями стопора. Шестеренка удерживает стопор от вращения, а рукоятка 11 фиксирует крайние его положения. Благодаря установке стопорного устройства на быстроходном валу крутящий момент, действующий на стопорное устройство, уменьшается. Однако коническая передача и подшипники ротора воспринимают действие реактивного момента, что приводит к снижению срока

их службы.

В роторах сравнительно небольшой мощности трущиеся детали смазывают разбрызгиванием. При больших мощностях, вызывающих интенсивное тепловыделение, а также вследствие конструктивной компоновки ротора, затрудняющей смазку подшипников и зубчатой передачи разбрызгиванием, применяют циркуляционную систему смазки.

1.3 Анализ научно-технической информации

1.3.1 Совершенствование системы смазки бурового ротора

Подшипники быстроходного вала смазывают жидким маслом, заправляемым в стакан через заливные отверстия. Уровень масла при заправке и эксплуатации контролируется с помощью жезлового масло указателя 7. Для предотвращения вытекания масла наружная торцовая 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 используется для смазывания конической передачи и подшипников стола ротора.

Следует иметь в виду, что в конических подшипниках ролики, действуя подобно лопастям центробежного насоса, нагнетают масло в полость между подшипником и крышкой, что приводит к дополнительной его утечке через уплотнение вала. Особенно ощутимо это проявляется в том случае, когда ролики расходятся в сторону уплотнения и оси их качения скрещиваются между подшипниками (X-образная схема установки конических подшипников). Поэтому показанная на рис.3 схема установки подшипников 5, когда ролики сходятся в сторону уплотнения и оси 7 качения скрещиваются вне подшипников (O-образная схема), более предпочтительна.

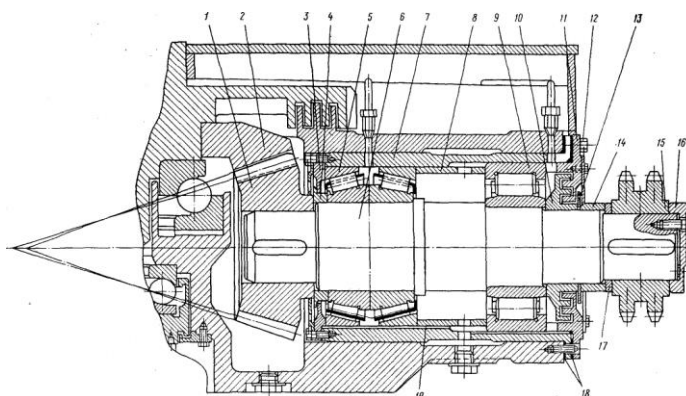


Рис. 3. Быстроходный вал ротора в сборе

Для предохранения подшипников от перегрева вследствие затруднительной циркуляции масла, находящегося в карманах, образованных

подшипниками и уплотнениями крышек, в нижней части стакана имеются продольные каналы 19 для выхода масла в масляную ванну стакана.

Центральная масляная ванна, образованная между станиной и столом ротора, заправляется жидким маслом через заливное отверстие, которое закрывается пробкой с жезловым указателем уровня масла. Для предохранения центральной масляной ванны от попадания промывочного раствора, разливаемого при спуско-подъемных операциях, между станиной и столом ротора имеются кольцевые лабиринтные уплотнения. 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.

Смена масла производится после бурения каждой скважины и не реже чем через 2 - 3 мес. Для слива отработанного масла в основании корпуса имеются сливные пробки. Перед заливкой свежего масла ванну необходимо промыть керосином. В тех случаях, когда вспомогательный подшипник располагается над зубчатым колесом, смазывать его разбрызгиванием затруднительно. В роторах такой конструкции для смазывания вспомогательного подшипника используют пластичное масло, заправляемое ручным насосом через пружинную масленку.

В роторе, представленном на рис.2, применяется циркуляционная система смазки подшипников и зубчатой пары с помощью плунжерного насоса 16, приводимого от эксцентричной втулки 15 на быстроходном валу 9. Насос забирает масло из маслоотстойника А в станине ротора и по трубкам 5 через кран 17 подает его на верхний подшипник 4. Часть масла стекает на зубчатый венец и смазывает зубчатую пару, а другая часть проходит по каналам и поступает на нижний подшипник 10, с которого стекает в масляную ванну.

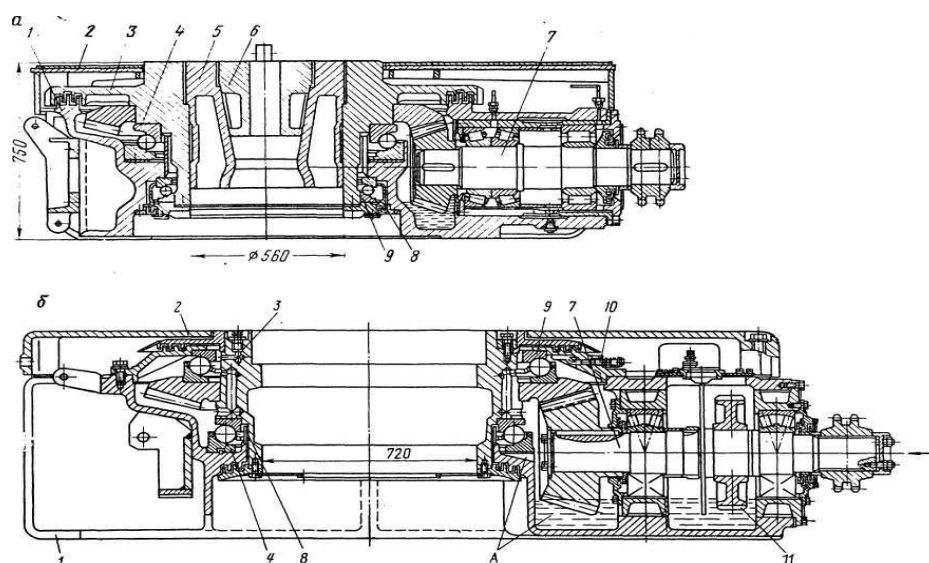
Задача конструирования и изготовления роторов с большим проходным отверстием для бурения глубоких скважин очень усложняется, так как требуемая частота вращения 300 об/мин и более остается постоянной и не зависит от глубины скважины. При большом диаметре проходного отверстия соответственно увеличиваются диаметры конического колеса и главной опоры, а, следовательно, и окружные скорости в зубчатом зацеплении и опорах, что требует более высокой точности изготовления. Так, окружная скорость в зубчатом зацеплении при частоте вращения колеса 250 об/мин в роторе с диаметром проходного отверстия 440 мм составляет 7 - 8 м/с, а при отверстии диаметром 950 мм - 15 м/с, т. е. точность изготовления должна быть на класс выше. Для примера рассмотрим выбор прототипа конструкции ротора на основе анализа двух конструкций роторов (рис. 4).

На рис. 4, а показана конструкция ротора с проходным отверстием диаметром 560 мм, консольно расположенным коническим колесом, верхним расположением главной опоры и ведущим валом, смонтированным на роликоподшипниках. В опоре, находящейся около конической шестерни, установлен сдвоенный конический роликоподшипник, воспринимающий радиальные и осевые нагрузки; у звездочки установлен роликоподшипник с цилиндрическими роликами, воспринимающий только радиальные нагрузки.

Ротор, приведенный на рис. 4, б, казалось бы, выполнен по более удачной схеме: коническое колесо расположено между опорами стола ротора, главная опора в масляной ванне, осевые нагрузки на ведущем валу воспринимаются сферическим роликоподшипником, установленным около звездочки и менее нагруженным радиальными нагрузками.

Однако практика эксплуатации этих роторов показала, что ротор, выполненный по этой схеме, работает значительно хуже, чем ротор, выполненный по схеме рис. 4, а с консольно расположенным колесом. Это объясняется тем, что в этом роторе лучше организована циркуляция смазки в главной опоре. Стекающее с конического колеса масло не может прямо попасть в главную опору; попадая сначала в картер, оно имеет возможность отстояться, прежде чем попасть во внутреннюю часть подшипника. Так как уровень смазки достигает центров шаров опоры, масло оттуда центробежной силой выбрасывается в картер, создавая циркуляцию, обеспечивающую хорошую смазку и охлаждение.

В роторе (см. рис. 4, б), несмотря на лучшую схему расположения колеса между опорами, верхний вспомогательный подшипник быстро выходит из строя, так как в опоре большого диаметра неправильно решена принудительная система смазки.



а - под зубчатым колесом б - над зубчатым колесом
 1 — станина, 2 — крышка, 3 — стол ротора, 4, 9 — опоры главная и вспомогательная, 5 — вкладыши, 6 — зажим, 7 — вал быстроходный, 8 — втулка, 10 — насос смазочный, 11 — стопор

Рисунок 4 - Конструкции роторов с различным расположением вспомогательной опоры стола

Нижняя главная опора, находясь в масляной ванне, не защищена от попадания в нее продуктов износа зубчатой передачи. Для верхней опоры

предусмотрена принудительная смазка, усложнившая конструкцию. Эта конструкция не обеспечивает требуемой точности расположения осей опоры, так как верхний подшипник монтируется в промежуточной крышке, а не в корпусе, что снижает точность монтажа и надежность конструкции. И если не обеспечены условия точности, качества изготовления и хорошей смазки, осуществляющей надежный отвод тепла, то при столь высоких скоростях трудно ожидать надежной работы ротора. Схема конической передачи и крепления вращающегося стола и ведущего вала в неподвижном корпусе определяется не только схемой расположения опор и передачи, но и обеспечением их надежной смазкой, предохранением подшипников от попадания в них продуктов износа и хорошим отводом тепла.

Анализ конструкции ведущего вала ротора (см. рис. 4, а) показывает, что, несмотря на нагружение опоры у шестерни радиальными и осевыми нагрузками, двоярный конический подшипник с хорошо подобранными размерами обеспечивает требуемую долговечность, термические удлинения вала не влияют на зазор в зацеплении и не создают дополнительных нагрузок на подшипники, как в роторах других конструкций (см. рис. 4, б).

1.4 Выбор прототипа и описание конструкции

Ротор марки Р-700 (рисунок 5) необходим для осуществления нижеперечисленных функций при операции бурения:

- удержание на весу с помощью элеватора или клиньев колонны бурильных или обсадных труб;
- передача вращения колонне бурильных или обсадных труб при свинчивании и развинчивании.

В комплекте с клиньями ПКР для механизированного захвата и освобождения колонны бурильных труб при спуско-подъемных операциях и спуске обсадной колонны.

Ротор состоит из станины, стола с коническим зубчатым венцом, узла быстроходного вала. Зубчатый венец опирается на подшипники, а быстроходный вал смонтирован в общем стакане со сменной звездочкой и конической шестерней.

Станина ротора во многих случаях изготавливается литой из конструкционных легированных сталей. Геометрические размеры ее форма определяются конструктивными, эксплуатационными, технологическими и эстетическими требованиями. Для того, чтобы разместить стол ротора и быстроходный вал в станине имеются вертикальная и горизонтальная расточки.

Толщина стенок равняется 15-30 миллиметрам. Для приобретения качественных отливок толщина стенок станины ротора выбирается с учетом требований литейного производства.

Стол ротора представляет собой полую стальную отливку с наружным диском. Наружный диск предназначен для изолирования вертикальной расточки станины. В верхней части стола ротора имеется квадратное углубление для

втулки. Тем временем вкладыши имеют идентичное углубление, предназначенное для зажимов.

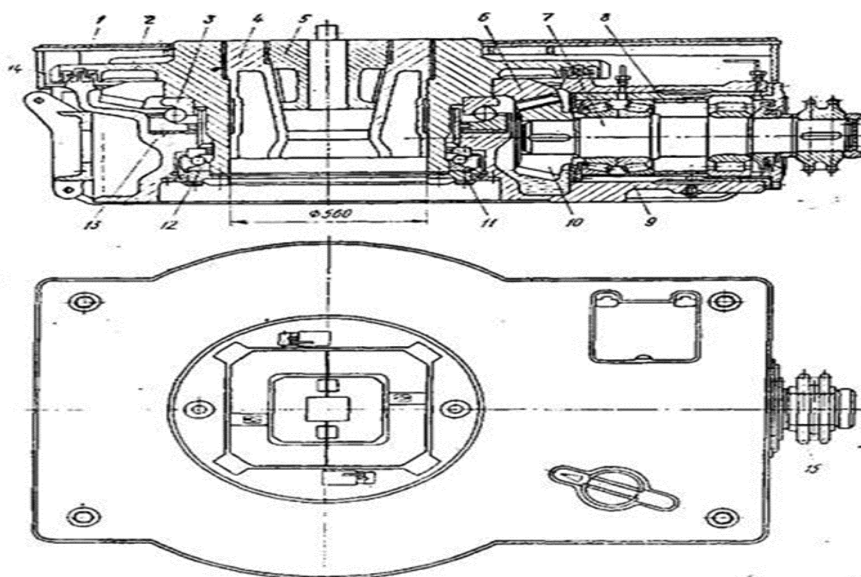


Рисунок 5 - Буровой ротор Р-700

Стол ротора устанавливается на главной и вспомогательных опорах. В роли опор используются упорно-радиальные шариковые подшипники. Эти подшипники способны воспринимать двусторонние осевые нагрузки. Упорно-радиальные шариковые подшипники выбираются в зависимости от диаметра проходного отверстия стола ротора. Для того, чтобы защитить подшипники от перегрева в нижней части стакана имеются продольные каналы для выхода масла в масляную ванну стакана. Перегрев происходит по случаю затруднительной циркуляции масла, которое находится в карманах.

Масляная ванна, которая является центральной в данном случае, располагается между станиной и столом ротора. Ванна заполняется жидким маслом с помощью заливного отверстия. Отверстие закрывается пробкой с указателем уровня масла. Как известно, при проведении спуско-подъемных операций происходит разлив промывочного раствора. Для того, чтобы предохранить масляную ванну от попадания в нее данного раствора имеются кольцевые лабиринтные уплотнения. Они находятся между столом ротора и станиной. При вращении шестерни подшипники смазываются путем разбрызгивания масла, поэтому необходимо, чтобы уровень масла в центральной ванне был выше нижнего контура шестерни. Непосредственная смена масла осуществляется после бурения каждой скважины. Менять масло необходимо не реже чем через 2-3 мес. Для осуществления процесса слива отработанного масла в основании корпуса имеются сливные пробки. Ванну необходимо промыть керосином перед тем, как заливать свежее масла.

2 Специальная часть

2.1 Патентный обзор по заданным параметрам

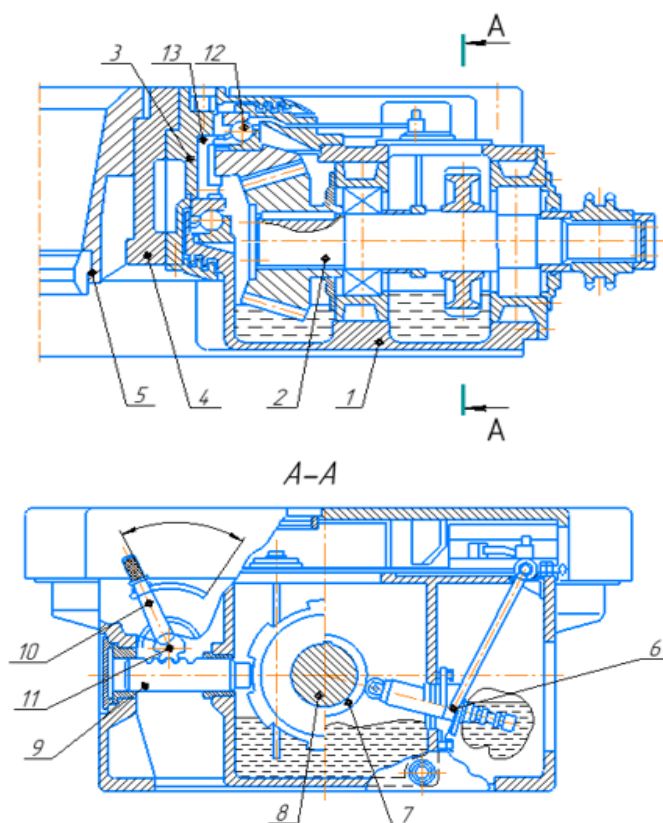
Авторское свидетельство под номером №595473 (рисунок 6).

Изобретение относится к буровой технике, в частности к устройствам, передающим вращение бурильным трубам и воспринимающим их вес.

Цель изобретения повышение надежности и долговечности за счет обеспечения дополнительной смазки верхней опоры.

Это достигается тем, что ротор снабжен установленным на валу эксцентриковым диском, который кинематически соединен с насосом.

Ротор содержит станину 1, быстроходный вал 2, стол 3, вкладыши 4 и 5 с различными диаметрами для прохода долот, накрутых сверху ротора. Смазка ротора обеспечивается плунжерным масляным насосом 6 с эксцентриковым диском 7 установленным на валу 8, а фиксирование ротора в двух положениях осуществляется стопорным устройством с зубчатой рейкой 9 и с рукояткой 10, сидящей на одной оси с зубчатым колесом 11.



1 - станина, 2 - быстроходный вал, 3 - стол, 4 и 5 – вкладыши, 6 – плунжерный насос, 7 – эксцентрик, 8 – вал, 9 – зубчатая рейка, 10 – рукоятка, 11 – зубчатое колесо, 12 – верхний подшипник, 13 – смазочный канал

Рисунок 6 - Патент №595473

Ротор обеспечивается смазкой следующим образом.

Плунжерный масляный насос 6 получает возвратно поступательное движение от эксцентрикового диска 7, засасывает масло с верхнего уровня масляной ванны ротора и подает его в верхний подшипник 12, откуда масло по смазочным каналам 13 в столе 3 стекает к нижним подшипниковым узлам.

Формула изобретения.

Ротор буровой установки, содержащий вал с шестернями, расположенными в масляной ванне, в которой установлен насос, станину, верхнюю и нижнюю опоры стола ротора, отличающийся тем, что, с целью повышения надежности и долговечности за счет обеспечения дополнительной смазки верхней опоры, он снабжен установленным на валу эксцентриковым диском, который кинематически соединён с насосом.

Авторское свидетельство под номером №578417 (рисунок 7).

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 изобретения – 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.

На стол ротора запрессовывается венец конической передачи 2, и в промежутке свободных колец основной 3 и вспомогательной 4 опоры собирается установочное кольцо 5, на которой свою очередь собираются направляющие штифты 6, пружина 7 и нажимное кольцо 8 торцового уплотнения с одетым на него неподвижным резиновым уплотнением 9. После этого на стол 1 надевается подвижное кольцо 10 торцового уплотнения масляной ванны ротора, которое после установки необходимого гарантийного зазора между взаимодействующими элементами затягивается болтами 11 и фиксируется при помощи фигурной шайбы 12.

На боковой поверхности станины 13 на равных расстояниях диаметрально противоположно просверлены отверстия с резьбой, в которые ввинчиваются стопорные болты 14 с контгайкой 15.

В предлагаемой конструкции крепление собранного стола в станине ротора производится следующим образом.

После измерения величины фактически полученных размеров А и Б определяется необходимая толщина набора регулируемых стальных прокладок 16, компенсирующих накопленные погрешности изготовления взаимосопряженных деталей ротора.

Собранный стол ротора с набором прокладок 16 вставляется в расточку станины 13 до упора торца свободного кольца основной опоры в опорную поверхность станины.

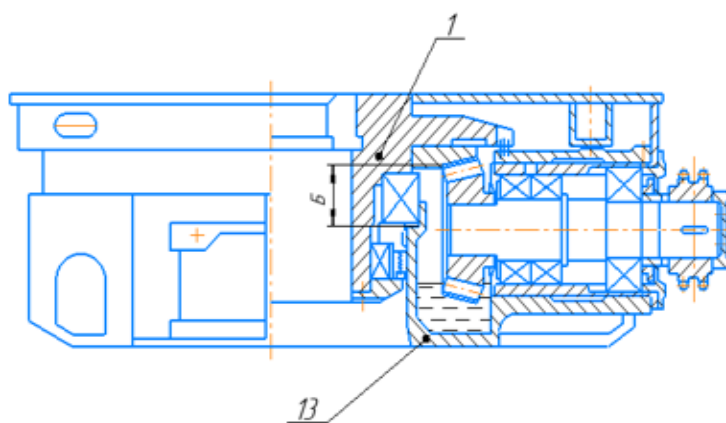
При этом канавка, нарезанная на наружной поверхности установочного кольца 5, располагается напротив стопорных болтов 14, ввинченных в станину 13.

Следовательно, довинчиванием стопорных болтов 14 до упора в канавку установочного кольца 5 и закреплением их контргайками 15 обеспечивается надежное крепление стола в станине ротора. При этом свободные кольца основной 3 и вспомогательной 4 опор относительно станины становятся неподвижными (частью самой станины), а внутренние кольца совместно со столом ротора могут совершать свободное вращательное движение. Таким образом, ротор готов к работе.

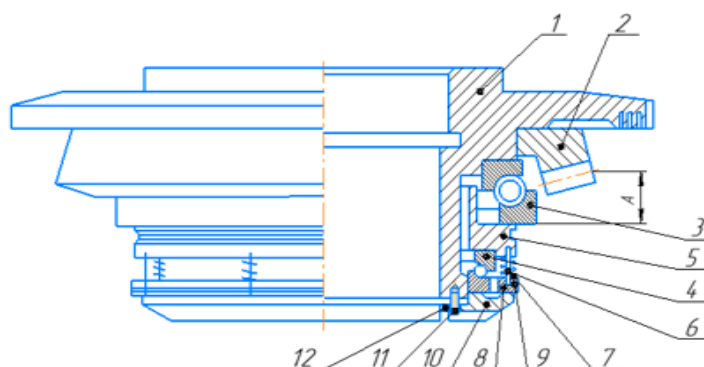
При профилактическом ремонте или осмотре для разборки ротора следует освободить контргайки 15 и отвинтить стопорные болты 14 на величину, равную глубине канавки на установочном кольце 5, и снять стол ротора со станины без освобождения ее от основания буровой установки и без необходимости каких-либо перекантовок.

Формула изобретения.

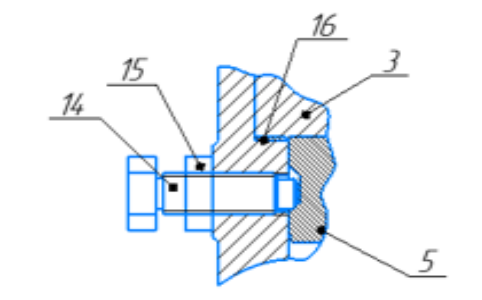
Буровой ротор, содержащий станину, стол опоры, ведущий вал, подшипниковые уплотнения и стопорное устройство, отличающийся тем, что, с целью обеспечения монтажа и демонтажа ротора, станина выполнена их основания и установочного кольца, которое расположено между опорами стола ротора с возможностью фиксации стопорным устройством.



Фигура 1 - Быстроразборный буровой ротор, в разрез



Фигура 2 - Отдельно собранный стол ротора, в разрезе



Фигура 3 - стопорное устройство стола ротора

1 – стол, 2 – венец конической передачи, 3 – основная опора, 4 – вспомогательная опора, 5 – установочное кольцо, 6 – штифт, 7 – пружина, 8 – нажимное кольцо, 9 – резиновое уплотнение, 10 – поджимное кольцо, 11 – болт, 12 – фигурная шайба, 13 – станина, 14 – стопорный болт, 15 – контргайка, 16 – регулируемые стальные прокладки

Рисунок 7 - Патент №578417

2.2 Усовершенствование конструкции

Исследуя обзор научно-технического материала по системам смазки буровых ротор, было принято решение. В нем гласит, что система смазки в роторе марки Р-700 осуществлена не полностью. Вспомогательная опора подвергается смазке маслом, которое стекает с основной опоры проходя через систему каналов, и не имеет возможности оттока масла. В результате чего задерживается там, тем самым претерпевая застаивание. Таким образом, в вспомогательной опоре осуществляется смазывание масла, которое уже застоялось в системе каналов.

Выявленный недостаток предлагается устранить с незначительными поправками в конструкции ротора. Для осуществления этой модернизации необходимо в станине ротора выполнить отверстие, предназначение которого

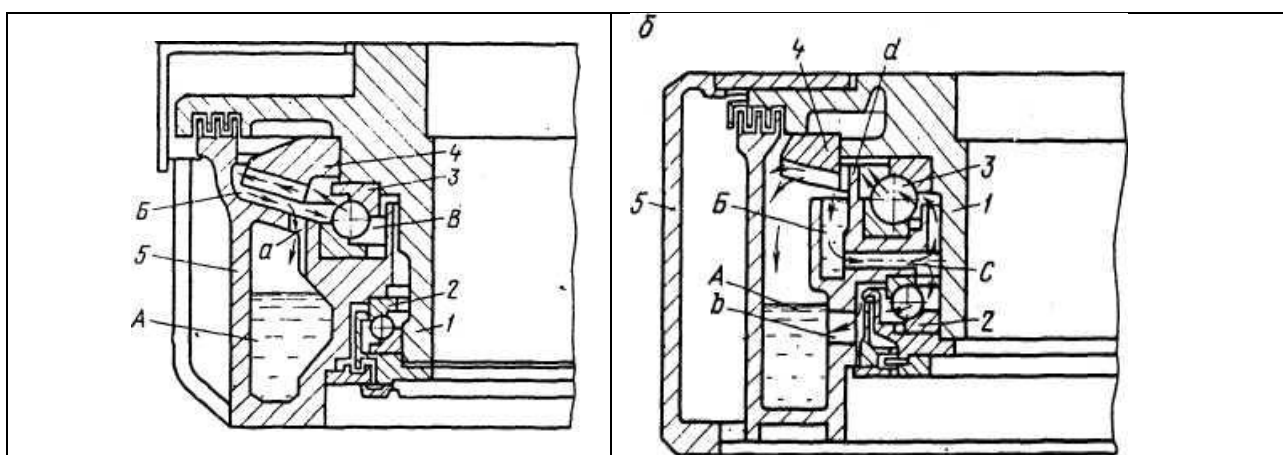
является отток смазывающего вещества в картер конического зацепления. Следовательно, система смазки ротора будет циркуляционной. А также вспомогательная опора будет подвергаться смазке с участием свежего масла.

Как правило, цепная передача с цепью 2ПРТ-50,8 используется для привода ротора на БУ. Поскольку промежуток между ведущей и ведомой звездочками составляет 3250 мм, присутствует провисание цепной передачи.

Далее по причине износа цепи, расстояние увеличивается рывки и удары, происходящие при работе ротора, сказываются негативно на коническое зацепление и саму цепь. В результате этих ударов значительно сокращается срок службы и эксплуатации цепи и конического зацепления. Чтобы предотвратить появление рывков и ударов предлагается оснащение цепной передачи успокоительным механизмом. В данном случае, успокоительный механизм необходим для устранения провисания и остановит рывки и удары во время нахождения ротора в рабочем состоянии.

Поскольку система смазки играет очень важную роль, особенно в роторах большого диаметра при высоких частотах вращения, рассмотрим пример неудачного (рисунок 8, а) и удачного (рисунок 8, б) конструктивных решений системы смазки.

На рисунке 8, а масло из картера А конической шестерней забрасывается в полость Б и смазывает коническое колесо. Отработанное масло, стекая с этого колеса, попадает в камеру В главные опоры излишек масла стекает по каналу а, расположенному выше уровня центров шаров, в картер А, в результате чего в камере В могут скапливаться продукты износа и масло не может свободно циркулировать. Нижняя опора отделена от картера А и смазывается универсальной среднеплавкой смазкой, малоприспособной для высоких частот вращения при больших диаметрах подшипников.



1 — стол ротора; 2, 3 — опоры вспомогательная и главная; 4 — колесо коническое; 5 — корпус ротора

Рисунок 8 - Системы смазки роторов

На рисунке 8, б показана более удачно решенная система смазки жидким маслом обеих опор стола ротора. Масло, находящееся в картере А, захватывается конической шестерней и попадает на коническое колесо. Грязное масло, стекая с колеса, сразу не может попасть в главную опору, так как она закрыта высоким буртом d. Оно попадает в камеру Б, откуда по каналу С, расположенному немного выше дна камеры Б (чтобы препятствовать попаданию частиц грязи), поступает во внутреннюю часть главной и вспомогательной опор. Затем при вращении стола ротора оно выбрасывается центробежными силами через бурт d и канал b в картер А, создавая непрерывную циркуляцию.

Наличие буртов в каждой камере позволяет поддерживать определенный уровень масла, достаточный для обеспечения смазки при запуске и небольших частотах вращения стола ротора.

3 Расчетный часть

3.1 Расчет действующих нагрузок

Допускаемая статическая нагрузка на стол ротора обязана быть удовлетворительной для поддержания в стационарном состоянии самой тяжелой обсадной колонны, которая используется в выданном диапазоне глубин бурения. Во многих ситуациях более громоздкими являются промежуточные колонны обсадных труб, тяжесть которых для некоторых конструкций скважины приближается к значению допускаемой нагрузки на крюке буровой установки. Следовательно, паспортное значение допускаемой статической нагрузки на стол ротора как правило, совпадает с величиной допускаемой нагрузки на крюке, которая принимается для буровых установок соответствующего класса.

Наряду с этим допускаемая статическая нагрузка не должна превышать статической грузоподъемности подшипника основной опоры стола ротора. Исходя из рассмотренных условий, можно записать

$$G_{\max} < P < C_0, \quad (3.1)$$

где G_{\max} - масса наиболее тяжелой колонны обсадных труб, применяемой в заданном диапазоне глубин бурения;

P - допускаемая статическая нагрузка на стол ротора;

C_0 - статическая грузоподъемность подшипника основной опоры стола ротора.

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

3.2 Расчет конструктивных параметров ротора

Диаметр проходного отверстия

Диаметр проходного отверстия в столе ротора должен быть достаточным для спуска долот и обсадных труб, используемых при бурении и креплении скважины. Для этого необходимо, чтобы отверстие в столе ротора было больше диаметра долота при бурении под направление:

$$D = D_{\text{дн}} + \delta \text{ мм}, \quad (3.2)$$

$$D = D_{\text{дн}} + \delta = 660 + 40 = 700 \text{ мм},$$

где D - диаметр проходного отверстия в столе ротора;

$D_{\text{дн}}$ - диаметр долота при бурении под направление скважины;

δ - диаметральный зазор, необходимый для свободного прохода долота (б

= 40 мм).

В глубоких скважинах диаметр направления обычно возрастает вследствие увеличения числа промежуточных колонн. Частота вращения стола ротора

Частоту вращения стола ротора выбирают в соответствии с требованиями, предъявляемыми технологией бурения скважин. Наибольшая частота вращения стола ротора ограничивается критической частотой вращения буровых долот: $n_{\max} < 250$ об/мин.

Опыт бурения скважин роторным способом показывает, что при дальнейшем увеличении частоты вращения ухудшаются показатели работы долот. Наряду с этим следует учитывать, что с ростом частоты вращения увеличиваются центробежные силы, вызывающие продольный изгиб бурильной колонны, вследствие которого происходят усталостные разрушения в ее резьбовых соединениях и искривление ствола скважины

Бурение глубокозалегающих абразивных и весьма твердых пород, забуривание и калибровка ствола скважин проводятся при частоте вращения до 50 об/мин. Для периодического проворачивания бурильной колонны с целью устранения прихватов при бурении забойными двигателями, а также для вращения ловильного инструмента при авариях в скважине требуется дальнейшее снижение частоты вращения стола ротора до 15 об/мин. С учетом этих требований наименьшая частота вращения стола ротора $n_{\min} = 15-50$ об/мин.

Отношение предельных значений частоты вращения определяет диапазон ее регулирования:

$$R_n = n_{\max}/n_{\min}, \quad (3.3)$$
$$R_n = 250/50 = 5.$$

На скоростную характеристику ротора существенно влияет тип используемого привода. Предпочтительным является электропривод постоянного тока, обеспечивающий бесступенчатое изменение частоты вращения стола ротора в необходимом диапазоне регулирования. При дизельном приводе и электроприводе переменного тока используются механические передачи, осуществляющие ступенчатое регулирование частоты вращения стола ротора. Число скоростей ротора должно быть достаточным для удовлетворения требований бурения. Мощность ротора

Мощность ротора должна быть достаточной для вращения бурильной колонны, долота и разрушения забоя скважины:

$$N = (N_{х.в.} + N_d) / \eta, \quad (3.4)$$

где $N_{х.в.}$ - мощность на холостое вращение бурильной колонны;

N_d - мощность на вращение долота и разрушение забоя;

η - к. п. д. ротора = 0.9-0.95

Мощность на холостое вращение бурильной колонны (момент,

передаваемый долоту, равен нулю) расходуется на преодоление сопротивлений вращению, возникающих в системе, бурильная колонна — скважина. Сопротивление вращению зависит от длины и диаметра бурильной колонны, плотности промывочной жидкости в скважине, трения труб о стенки скважины. Сопротивление вращению изменяется в зависимости от кривизны и состояния стенок скважины, пространственной формы бурильной колонны, вибраций, вызванных трением и центробежными силами.

$$N_{х.в} = c \cdot \rho \cdot d \cdot L n 10, \quad (3.5)$$

$N_{хв} = c \cdot \rho \cdot d \cdot L n 10 = 13,5 \cdot 10^{-8} \cdot 3500 \cdot 0,1272 \cdot 1501,5 \cdot 0,3940,5 \cdot 1,5 \cdot 10^4 = 131,8$ кВт,

где: ρ - плотность раствора;

d - наружный диаметр бурильных труб, м;

L - длина бурильных труб, м;

n - частота бурильной колонны, об/мин;

c - коэффициент, учитывающий угол искривления скважины.

Мощность, расходуемая на вращение долота и разрушение забоя скважины, рассчитывается по следующей формуле:

$$N_d = 3.5 \cdot k \cdot P_d \cdot D_d \cdot n 10, \quad (3.6)$$

$N_d = 3.5 \cdot k \cdot P_d \cdot D_d \cdot n 10 = 2,6 \cdot 1,5 \cdot 10^{-5} \cdot 150 \cdot 3940,4 \cdot 1501,3 = 43,1$ кВт,

где $= 0.2-0.3$ – для изношенного долота; $= 0.1-0.2$ – для нового долота при бурении в твёрдых породах;

P_d - осевая нагрузка на долото, кН;

n - частота вращения долота, D_d - диаметр долота, м.

В процессе бурения скважины происходит непрерывно-ступенчатое изменение потребляемой ротором мощности. Это обусловлено последовательным увеличением длины бурильной колонны, ступенчатым уменьшением диаметра используемых долот, а также изменением режимов бурения по мере углубления скважины. Для выбора ротора, удовлетворяющего требованиям бурения скважины, определяют мощности, необходимые для бурения скважины под направление, кондуктор, промежуточные и эксплуатационную колонны.

Максимальный вращающий момент

Максимальный вращающий момент (в кН-м) определяют по мощности и минимальной частоте вращения стола ротора:

$$M_{max} = N \cdot \eta / n_{min}, \quad (3.7)$$

$M_{max} = 440 \cdot 0.95 / 50 = 8,36$ кН/м,

где N - мощность ротора, кВт;

η - к. п. д. ротора;

n_{\min} - минимальная частота вращения, об/мин.

Максимальный вращающий момент ограничивается прочностью бурильной колонны и деталей, передающих вращение столу ротора.

Базовое расстояние

Базовое расстояние, измеряемое от оси ротора до первого ряда зубьев цепной звездочки на быстроходном валу ротора, используется при проектировании цепной передачи, передающей вращение от лебедки ротору.

Частота вращения для всех типоразмеров не более 250 об/мин. Проходной диаметр втулки ротора для всех типоразмеров 225 мм.

Базовое расстояние согласно ГОСТ 4938-78 и ГОСТ 16293-82 равняется 1353 метрам.

3.3 Расчеты на прочность отдельных элементов

Выбираем материал вала – сталь 40Х, термообработка – улучшение:

$$\sigma_T = 750 \text{ МПа}, \sigma_B = 900 \text{ МПа}.$$

Тогда пределы выносливости материала вала определяются по эмпирическим зависимостям

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 900 = 387 \text{ МПа}, \quad (3.8)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 387 = 224 \text{ МПа}.$$

K_σ , K_τ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении в опасном сечении, которые выбираются по виду концентратора напряжений. Для рассматриваемого примера определим соотношение размеров:

$$t/r = 2,5/1,0 = 2,5; r/d = 1/40 = 0,025.$$

$$K_\sigma = 2,225; K_\tau = 1,75,$$

где β - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности вала.

Его значение выбирают в интервале $\beta = 0,9 \dots 1,0$; ε_σ , ε_τ - масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений, выбираемые интерполированием по данным. Для рассматриваемого примера $\varepsilon_\sigma = 0,73$; $\varepsilon_\tau = 0,73$; σ_a , τ_a - амплитуды циклов напряжений, МПа; σ_m , τ_m - средние значения циклов напряжений, МПа;

ψ_σ , ψ_τ - коэффициенты, учитывающие влияние среднего напряжения цикла на коэффициент запаса прочности.

Напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, поэтому амплитуда σ_a , МПа, и среднее значение цикла σ_m , МПа, равны

$$\sigma_a = M_{\max} / W, \sigma_m = 0, \quad (3.9)$$

где M_{\max} - максимальный изгибающий момент, Нмм, в опасном сечении вала (см. эпюру изгибающих моментов, рисунок 9 е,);

W – момент сопротивления сечения, мм³, который равен: для круглого сплошного сечения вала $W=0,1d^3$, а для сечения со шпоночным пазом

$$W=0,1d^3 - bt_1(d-t_1)^2/2d, \quad (3.10)$$

где d – диаметр вала в опасном сечении.

Для рассматриваемого примера (опасное сечение вала – сплошное), поэтому амплитуда цикла σ_a , МПа, определится по формуле

$$\sigma_a = M_{\max} / 0,1d^3 = 117600 / 0,1 \cdot 400^3 = 18,4 \text{ МПа}. \quad (3.11)$$

Напряжения кручения при нереверсивном вращении вала изменяются по от нулевого цикла, поэтому амплитуда τ_a , МПа, и среднее значение цикла τ_m , МПа, равны

$$\tau_a = \tau_m = T_i / 2W_p, \quad (3.12)$$

где T_i - крутящий момент в опасном сечении вала, Нмм, (см. эпюру крутящих моментов, рис.3.1, ж);

W_p - полярный момент сопротивления сечения, мм³, который равен:

для круглого сплошного сечения вала $W_p = 0,2d^3$, а для сечения со шпоночным пазом

$$W_p = 0,2d^3 - bt_1(d-t_1)^2 / 2d, \quad (3.13)$$

где d – диаметр вала, мм, в опасном сечении вала.

Для рассматриваемого примера (опасное сечение вала – сплошное), для которого

$$\tau_a = \tau_m = T_3 / 2 \cdot 0,2d^3 = 153 \cdot 10^3 / 2 \cdot 0,2 \cdot 40^3 = 6 \text{ МПа}. \quad (3.14)$$

Для рассматриваемого примера коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям равны по формулам

$$S_\sigma = 387 / (2,225 / 0,95 \cdot 0,73) \cdot 18,4 + 0,09 \cdot 0 = 6,5, \quad (3.15)$$

$$S_\tau = 224 / (1,75 / 0,95 \cdot 0,73) \cdot 6 + 0,04 \cdot 6 = 14,6. \quad (3.16)$$

Расчетный коэффициент запаса прочности равен по формуле

$$S = 6,5 \cdot 14,6 / \sqrt{(6,52 + 14,62)} = 5,94. \quad (3.17)$$

Расчетный коэффициент запаса прочности больше допускаемого по условию, значит, вал работоспособен. Практика расчетов показывает, что условие всегда выполняется.

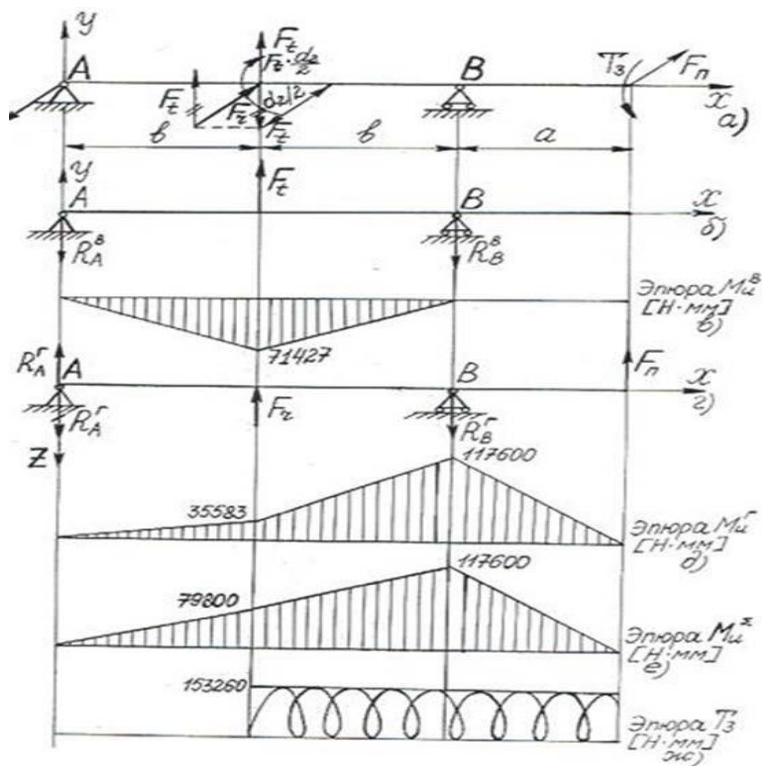


Рисунок 9 - Опасное сечение опоры

4 Охрана труда, техника безопасности и жизнедеятельности

4.1 Требование к оборудованию по ГОСТу

Оборудование должно соответствовать требованиям ГОСТ 12.2.003 и настоящего стандарта.

Требования безопасности на конкретные виды оборудования, не вошедшего в настоящий стандарт, должны быть установлены стандартами и техническими условиями на это оборудование с учетом требований других нормативных документов в области промышленной безопасности.

Гидроприводы должны соответствовать требованиям ГОСТ 12.2.040, ГОСТ 12.2.086.

Пневмоприводы должны соответствовать требованиям ГОСТ 12.2.101, 12.3.001 и настоящего стандарта.

Электродвигатели, пускорегулирующая аппаратура, электрокоммуникации и посты управления оборудованием должны соответствовать требованиям ГОСТ 12.2.007.0, ГОСТ 12.2.007.6, ГОСТ 12.2.007.8, 12.2.007.14, ГОСТ 22789, «Правилам безопасности в нефтяной и газовой промышленности».

Уровни шума на постоянных рабочих местах должны соответствовать требованиям ГОСТ 12.1.003.

Уровни вибрации на постоянных рабочих местах должны соответствовать требованиям ГОСТ 12.1.012.

Оборудование (технические устройства) подлежат сертификации на соответствие требованиям промышленной безопасности в порядке, установленном законодательством Российской Федерации.

Технические характеристики оборудования, входящего в состав буровых установок, должны соответствовать классу этих установок и условиям их эксплуатации. Выбор буровых установок для конкретных условий следует проводить по параметру «Допускаемая нагрузка на крюке» с учетом требований 4.2.1.3.

4.2 Требования к буровому ротору

Конструкция бурового ротора должна предусматривать устройства для стопорения стола ротора и фиксации вкладышей. Управление устройствами должно быть расположено в легкодоступном месте.

Зажимы ведущей трубы с направляющими роликами или малые вкладыши в ротор в случае их применения должны иметь устройства, исключающие их произвольный выброс из ротора.

Требования к средствам защиты, входящим в конструкцию оборудования

Требования к защитным ограждениям

Механические передачи (цепные, карданные, зубчатые и др.), муфты сцепления, шкивы и другие вращающиеся и движущиеся элементы

оборудования, а также их выступающие части должны иметь металлические ограждения, соответствующие требованиям ГОСТ 12.2.062.

Примечания

Допускается не иметь защитных ограждений на движущихся элементах клинового захвата и стола ротора.

Ширина пазов на кожухе талевого блока (кронблока) должна быть не более 2,4 диаметра талевого каната.

Ограждения оборудования, подлежащего частому осмотру, должны быть быстроразъемными или открывающимися, для чего в конструкции должны быть предусмотрены рукоятки, скобы и другие специальные устройства, обеспечивающие быстрое и безопасное снятие и установку ограждений.

Высоту ограждений определяют размерами движущихся частей механизмов. При высоте вращающихся частей механизмов менее 1,8 м последние ограждаются полностью.

Сетчатые ограждения в опрае устанавливаются на расстоянии от движущихся частей не менее 150 мм с размерами ячеек 30 ´ 30 мм и диаметром проволоки не менее 2 мм.

С внешней стороны шкивов приводных ремней на случай разрыва ремня устанавливаются металлические лобовые щиты.

Наружные поверхности защитных ограждений должны быть гладкими (не считая сетки).

4.3 Требования к площадкам и лестницам

Площадка верхового рабочего, выступающая во внутреннее пространство вышки или мачты, оборудованная козырьком, должна быть шириной не менее 750 мм с бортами не менее 150 мм.

Площадка должна быть оснащена двумя стропами. Один из концов каждого стропа должен крепиться к металлоконструкции вышки или мачты, а другие концы должны быть присоединены к страховому поясу верхового рабочего. Весь остальной периметр площадки верхового рабочего ограждается перилами высотой не менее 1250 мм или укрытиями. Перила должны иметь продольные планки, расположенные по высоте не более 400 мм друг от друга, и прилегающий к настилу борт высотой не менее 150 мм.

Другие рабочие площадки для обслуживания элементов оборудования на высоте от 1800 мм и более должны быть шириной не менее 750 мм с полезной площадью не менее 0,6 м², а также иметь вышеуказанные перила, борты и страховые стропы. Стropы предусматриваются на участках отсутствия перил. Все площадки должны иметь металлический или деревянный настил с поверхностью, уменьшающей возможность скольжения.

Для подъема на площадки, находящиеся на высоте от 250 до 750 мм, должны быть предусмотрены трапы и ступени, а на высоту более 750 мм — маршевые лестницы с перильными ограждениями.

Маршевые и тоннельные лестницы, лестницы стремянки должны

соответствовать требованиям «Правил безопасности в нефтяной и газовой промышленности», утвержденных Госгортехнадзором России [3].

Площадки (люльки) верхового рабочего должны иметь страховочное крепление стальным канатом.

4.4 Требования к системам блокировки

В конструкции систем управления оборудованием буровой установки должны быть предусмотрены:

- ограничитель высоты подъема талевого блока;
- ограничитель грузоподъемности лебедки;
- блокировка, исключающая одновременное включение главного и вспомогательного приводов лебедки;
- блокировки подъема пневмоклиньев при вращающемся роторе и включения ротора при поднятых клиньях;
- автоматическое отключение приводов буровых насосов при повышении давления в нагнетательном трубопроводе на 10% выше допустимого с одновременным сбросом давления;
- блокировка, исключающая включение барабана лебедки при выдвинутой стреле автомата спуско-подъема, а также выдвижение стрелы автомата при включенном барабане лебедки;
- блокировка, исключающая выдвижение стрелы автомата спуско-подъема при включенном барабане лебедки, а также включение барабана лебедки при выдвинутой стреле автомата спуско-подъема.

Двигатели внутреннего сгорания силового агрегата буровой установки должны быть оборудованы системой аварийно-предупредительной сигнализации и защиты по ГОСТ 11928, а также системой аварийной (экстренной) остановки с перекрытием воздухозабора.

4.5 Требования безопасности при эксплуатации, монтажных, ремонтных работах и транспортировании оборудования

На узлах бурового оборудования должны быть предусмотрены устройства или специальные места для строповки при подъеме. Схема зачаливания при подъеме и места для установки домкратов должны быть указаны на оборудовании и в эксплуатационной документации на оборудование.

Для подъема быстроизнашивающихся деталей и сборочных единиц массой более 300 Н (30 кгс) должен быть предусмотрен механизированный способ с элементами захвата груза.

В комплекте оборудования должны быть предусмотрены приспособления и устройства, обеспечивающие безопасность работающих при ремонте и обслуживании быстроизнашивающихся деталей и сборочных единиц оборудования.

Конструкция оборудования должна обеспечивать возможность его

транспортирования с помощью стандартных или специальных транспортных средств по промышленным и магистральным автодорогам.

Требования безопасности при эксплуатации оборудования должны быть изложены в эксплуатационных документах по ГОСТ 2.601, а при ремонте оборудования - в документации по ремонту по ГОСТ 2.602.

4.6 Контроль выполнения требований безопасности

Соответствие оборудования требованиям безопасности следует контролировать при:

- экспертизе технического задания и конструкторской документации;
- испытании опытных образцов (партий);
- испытании оборудования серийного производства и сертификационных испытаниях (если они проводятся);
- монтаже оборудования и передаче в эксплуатацию;
- испытании после модернизации и капитального ремонта.

Для измерения давлений при испытаниях следует применять манометры по ГОСТ 2405. При испытании на герметичность следует применять манометры класса точности не ниже 2,5.

Методы определения шумовых характеристик источников шума и мест нахождения людей должны быть указаны в стандартах и нормативных документах на оборудование конкретного вида в соответствии с ГОСТ 23941.

Определение шумовых характеристик оборудования - по ГОСТ 12.1.026 - ГОСТ 12.1.028.

Измерение шума в местах нахождения людей - по ГОСТ 23941.

Метод определения вибрационных характеристик должен быть установлен в стандартах и нормативных документах на оборудование конкретного вида.

Определение вибрационных характеристик - по ГОСТ 12.1.012.

Измерения параметров шума и вибрации должны проводиться:

- на рабочем месте бурильщика;
- на рабочем месте верхового рабочего;
- на рабочем месте оператора автомата спуско-подъема;
- у пультов управления силовыми агрегатами, дизельными электростанциями, компрессорами и механизмами приготовления бурового раствора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В дипломном проекте проведена работа по модернизации бурового ротора Р-700. Рассмотрены и изучены типовые конструкции буровых роторов, их классификация, устройство, технические характеристики и выбран прототип.

На основе проведенного патентного поиска в качестве объекта усовершенствования выбрана система смазки бурового ротора. Предложенное конструктивное решение позволяет ожидать снижения интенсивности отказов опор стола ротора примерно в два раза.

Проведенные технологические расчеты подтвердили работоспособность модернизированной конструкции ротора Р-700.

В экономическом разделе приведен расчет ожидаемого экономического эффекта, построенный на основе сравнения эксплуатационных затрат базового и внедряемого оборудования, который составил 1 152 000 тенге на один ротор в год.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Баграмов Р. А. Буровые машины и комплексы: Учебник для вузов. – М.: Недра, 1988. – 501 с.: ил.
- 2 Дунаев П. Ф. Леликов О. П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. учреждений среднего профессионального образования. – 5-е изд. доп. – М.: Машиностроение, 2004. – 560 с., ил.
- 3 Ильский А. Л., Миронов Ю. В., Чернобыльский А. Г. Расчёт и конструирование бурового оборудования. Учеб. пособие для вузов. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
- 4 Лесецкий В. А., Ильский А. Л. Буровые машины и механизмы: Учебник для техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1980. 391 с.
- 5 Русак О.Н. Безопасность жизнедеятельности в техносфере. Учебное пособие. – Красноярск ИПЦ КГТУ. – 2001 г
- 6 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. М., Машиностроение, 1982- 552 с
- 7 Абубакиров В.Ф. Буровое оборудование. Справочник, в 2 томах /В.Ф. Абубакиров, И.Л. Архангельский, Ю.Г. Буримов и др. – М. Недра, 2003.– 494с.
- 8 Детали машин. Типовые расчеты на прочность Автор: Хруничева Т.В. Издательство: Форум, инфра– М Год: 2011 Страниц: 224
- 9 Composition and properties of drilling and completion fluids. Author: H. C. H. Darley, Georange R. Gray – 1988 year
- 10 Petroleum engineering. Drilling and well completions. Author: Carl Gatlin.- 1960 year.
- 11 Иогансен К. В. Спутник буровика: Справочник, – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1990. – 303 с.: ил.
- 12 Русак О.Н. Безопасность жизнедеятельности в техносфере. Учебное пособие. – Красноярск ИПЦ КГТУ. – 2001 г
- 13 Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности.- М. 2004,– 276 с.
- 14 Oil and gas production handbook. Author: Navard Devold – 2006 year.
- 15 Аванесов В.А., Москалева Е.М. Расчеты буровых машин: Учебное пособие. – Ухта: УИИ, 1999. – 116 с., ил.
- 16 Единая система конструкторской документации: [сборник]. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 160 с. – Содерж. 20 док.
- 17 Смолина А.К. Типовые задачи по курсу «Машины и оборудование для бурения». Часть 2. – Ухта: УИИ, 1984. – 51 с.
- 18 Вавилов, В.М. Инструкция по расчету бурильных труб. Руководящий документ/ В.М. Вавилов, О.Д. Даниленко и др. – М, 1997. – 156с.
- 19 Е. В. Гусарова, Д. В. Долгополов, Е. В. Милованович, Т. В. Родина, И. А. Суслина Методические указания и задачи для студентов. СПб: СПбГИТМО ТУ, 2003.– 61с.
- 20 Басарыгин, Ю.М. Бурение нефтяных и газовых скважин. Учеб. пособие

для вузов / Ю.М. Басарыгин, А.И. Булатов, Ю.И. Проселков - М. ООО «Недра – Бизнесцентр» 2002.- 632с.

21 Вадецкий, Ю.В. Бурение нефтяных и газовых скважин: учебник для нач. проф.образования / Ю.В. Вадецкий. - М.Издательский центр «Академия», 2003.- 352с.

22 <https://www.wipo.int/patents/ru/>

23 <http://petrolibrary.ru/havard-devold-oil-and-gas-production-handbook.html>

24 Колотилин Б.А. Экономическое обоснование инвестиционного проекта на буровом предприятии. Методические указания. СамГТУ, 2000,– 23 с.

25 Александра Ладенко. Оборудование для бурения скважин. Учебное пособие, 2019г.- 180 с.

Инв. № подл.		Подп. и дата		Взам. инв. №		Инв. № дубл.		Подп. и дата		Справ. №		Перв. примен.	
Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание							
А3			ДПТМУО.34.2.00.04.ДЧ	Сборочный чертеж									
				Документация									
				Детали									
				Станина									
		1		Быстроходный вал									
		2		Стал									
		3		Вкладыш									
		4		Вкладыш									
		5		Плунжерный насос									
		6		Эксцентрик									
		7		Вал									
		8		Зубчатая рейка									
		9		Рукоятка									
		10		Зубчаток колеса									
		11		Верхний подшипник									
		12		Смазочный канал									
		13											
Изм. Лист		№ докум.	Подп.	Дата									
Разраб.	Халыков А.Ю.												
Проб.	Заурбеков С.А.												
3. кафедры	Бортедыев С.А.												
Нкантр.	Сарыбаев Е.Е.												
Упб.	Заурбеков С.А.												
ДПТМУО.34.2.00.04.ДЧ													
Адморское свидетельство													
№595473													
Лист	Лист	Листов											
		1											
КазНИТУ КИ.Самтаева													
Кафедра ТМУТ													

Перв. примен.		Формат		Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание	
		Зона	Поз.					
Справ. №		A3		ДПТМ.О.34.2.00.04.ДЧ	<u>Сборочный чертеж</u>			
					<u>Документация</u>			
						<u>Детали</u>		
			1		Стол ротора			
			2		Опора вспомогательная и главная			
			3		Передача коническая зубчатая			
			4		Вал быстросходный			
			5		Станина			
Подп. и дата			6					
			7	Передача цилиндрическая зубчатая				
			8	Вал вертикальный				

				ДПТМ.О.34.2.00.04.ДЧ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
Разраб.		Хальков А.Ю			Лит.	Лист	Листов	
Проб.		Заурбеков С.А					1	
Н.контр.		Бартенев			КазНИТУ К.И.Сампаева Кафедра ТМчТ			
Утв.		Сарыбаев						
		Заурбеков С.А						

Перв. примен.	Справ. №	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме- чание
						Документация		
		A3			ДПТМш0.342.00.04.ДЧ	Сборочный чертеж		
						Детали		
				1		Стол		
				2		Венец конической передачи		
				3		Основная опора		
				4		Вспомогательная опора		
				5		Установочное кольцо		
				6		Штифт		
				7		Пружина		
				8		Нажимное кольцо		
				9		Резиновое уплотнение		
				10		Поджимное кольцо		
				11		Болт		
				12		Фигурная шайба		
				13		Станина		
				14		Стопорный болт		
				15		Контрогайка		
				16		Регулируемые стальные прокладки		

Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Инд. № подл.	Изм.	Лист	Листов

ДПТМш0.342.00.04.ДЧ				
Изм.	Лист	№ док.им.	Подп.	Дата
Разраб.		Халыков А.Ю.		
Пров.		Заирбеков С.А.		
З. кафедры		Бортебаев С.А.		
Н.контр.		Сарыбаев Е.Е.		
Утв.		Заирбеков С.А.		

Авторское свидетельство
№578417

Лит.	Лист	Листов
	1	2
КазНИТУ К.И.Сатпаева Кафедра ТМшТ		

**Университеттің жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаменті
директорының ұқсастық есебіне талдау хаттамасы**

Жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаментінің директоры көрсетілген еңбекке қатысты дайындалған Плагиаттың алдын алу және анықтау жүйесінің толық ұқсастық есебімен танысқанын мәлімдейді:

Автор: Халыков Алмаз Болатбекулы

Тақырыбы: X Модернизация конструкции ротора с диаметром проходного отверстия стола ротора 700 мм.

Жетекшісі: Сейтжан Заурбеков

1-ұқсастық коэффициенті (30): 0

2-ұқсастық коэффициенті (5): 0

Дәйексөз (35): 0.1

Әріптерді ауыстыру: 4

Аралықтар: 0

Шағын кеңістіктер: 0

Ақ белгілер: 0

Ұқсастық есебін талдай отырып, Жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаментінің директоры келесі шешімдерді мәлімдейді :

Ғылыми еңбекте табылған ұқсастықтар плагиат болып есептелмейді. Осыған байланысты жұмыс өз бетінше жазылған болып санала отырып, қорғауға жіберіледі.

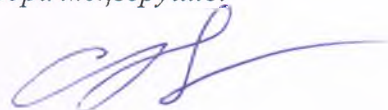
Осы жұмыстағы ұқсастықтар плагиат болып есептелмейді, бірақ олардың шамадан тыс көптігі еңбектің құндылығына және автордың ғылыми жұмысты өзі жазғанына қатысты күмән тудырады. Осыған байланысты ұқсастықтарды шектеу мақсатында жұмыс қайта өңдеуге жіберілсін.

Еңбекте анықталған ұқсастықтар жосықсыз және плагиаттың белгілері болып саналады немесе мәтіндері қасақана бұрмаланып плагиат белгілері жасырылған. Осыған байланысты жұмыс қорғауға жіберілмейді.

Негіздеме:

Күні 24.05.22

Кафедра меңгерушісі



Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Халыков Алмаз Болатбекулы

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Дипломная работа

Название работы: X Модернизация конструкции ротора с диаметром проходного отверстия стола ротора 700 мм.

Научный руководитель: Сейтжан Заурбеков

Коэффициент Подобия 1: 0

Коэффициент Подобия 2: 0

Микропробелы: 0

Знаки из других алфавитов: 4

Интервалы: 0

Белые Знаки: 0

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.

Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.

Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.

Обоснование:

Дата

24.05.22

Заведующий кафедрой



Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Халыков Алмаз Болатбекулы

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Дипломная работа

Название работы: X Модернизация конструкции ротора с диаметром проходного отверстия стола ротора 700 мм.

Научный руководитель: Сейтжан Заурбеков

Коэффициент Подобия 1: 0

Коэффициент Подобия 2: 0

Микропробелы: 0

Знаки из других алфавитов: 4

Интервалы: 0

Белые Знаки: 0

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.


Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.

Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.

Обоснование:

Дата 24.05.2022 .

Жумадилова А.С .

 проверяющий эксперт

РЕЦЕНЗИЯ

на дипломный проект студента Казахского национального исследовательского технического университета имени К.И. Сатпаева **Халыкова Алмаза Болатбекулы** выполненного на тему: **«Модернизация конструкции ротора с диаметром проходного отверстия 700 мм»**

Специальность 5В072400 – Технологические машины и оборудование (по отраслям).

Дипломный проект посвящен решению вопроса модернизации конструкции бурового ротора. В пояснительной записке дипломант обоснована актуальность темы дипломного проекта и степень изученности проблемы.

Автором, проведен обзор состояния технического уровня развития конструкций буровых роторов для глубокого бурения, правильно в соответствии с заданием выбран прототип, подробно рассмотрена конструкция и принцип его работы, приведены основные параметры.

На основе патентного поиска, проведенного автором, сделано предложение по усовершенствованию системы смазки основной опоры ротора. В расчетном разделе, автором подтверждена работоспособность спроектированного ротора. В работе также рассмотрены вопросы охраны труда, техники безопасности и защиты окружающей среды.

Разделы дипломного проекта логически и последовательно, дополняют друг друга.

Графическая часть выполнена в соответствии с требованиями ЕСКД и ГОСТ и применением программы «Компас». Представленный графический материал отражает и дополняет пояснительную записку дипломного проекта.

В целом дипломный проект выполнен на хорошем инженерном уровне, охватывает в достаточном объеме, обязательные вопросы отражаемые в дипломном проекте, показывает, что дипломант понимает цель и решаемые задачи, может правильно излагать материал, владеет методикой расчетов, терминологией и знает требования нормативных документов предъявляемые к оформлению дипломных проектов.

Замечания к работе

Существенных замечаний к содержанию, объему и изложению материала проекта, нет.

Оценка работы

Дипломный проект студента Халыкова А.Б. выполнен на хорошем инженерном уровне, оформлен в соответствии с требованиями нормативных документов, и может быть допущен к защите с оценкой **80 % «В+» «хорошо»**, а автор заслуживает присвоения квалификации и академической степени «бакалавр техники и технологии» по специальности 5В072400 – Технологические машины и оборудование (по отраслям).

Рецензент
д.т.н., профессор

«24» мая 2022 г.

Ф КазННТУ 704-22. Рецензия



Кабдулов С.З.

ОТЗЫВ

научного руководителя

на дипломный проект «Модернизация конструкции ротора с диаметром проходного отверстия 700 мм» выполненного студентом

Халыковым Алмаз Болатбекулы

Казахского национального исследовательского технического университета
имени К.И.Сатпаева

Специальность 5В072400 – Технологические машины и оборудование
(по отраслям)

Тема дипломного проекта посвящена решению актуальной задачи совершенствования конструкции бурового ротора, и являющегося одним из важных элементов определяющих эффективность процесса проводки скважин.

Дипломанткой обоснованно выбран объект для внесения усовершенствования – система смазки основной опоры ротора. Совершенствование системы смазки опор ротора позволит увеличить межремонтный период работы устройства.

Разделы дипломного проекта логически и последовательно, дополняют друг друга, обладают внутренним единством и направленностью на решение поставленной задачи. Считаю, что проект выполнен на должном уровне.

Проект студентом Халыковым А.Б. выполнен самостоятельно, с использованием соответствующих методик расчетов на проектирование и современных средств поиска необходимой информации из литературных, патентных источников и Интернета. Графическая часть проекта выполнена в соответствии с требованиями ЕСКД и ГОСТ с применением программы «Компас».

Считаю, что дипломант Халыковым А.Б. может быть допущен к защите и заслуживает присвоения квалификации и академической степени «бакалавр техники и технологии» по специальности 5В072400 – Технологические машины и оборудование (по отраслям).

Руководитель
канд.техн.наук,
профессор



Заурбеков С.А.

24.05.2022 года