

SATBAYEV UNIVERSITY



SATBAYEV
UNIVERSITY

ИНСТИТУТ МЕТАЛЛУРГИИ
ПРОМЫШЛЕННОЙ ИНЖЕНЕРИИ

И

КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ
МАШИНЫ, ТРАНСПОРТ И ЛОГИСТИКА



ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Зав. кафедрой

канд.техн.наук, асоц.проф.
К.К. Елемесов

«01» 06 2021 г.

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

на тему: “Совершенствование конструкции вертлюга ВБ-3200”

Специальность: 5В072400 – «Технологические машины и оборудование»

Выполнил выпускник

Темірханов С.С.

Научный руководитель

канд.техн.наук, профессор

Заурбеков С.А.

«_____» _____ 2021г.

Алматы 2021

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский Национальный исследовательский технический университет
имени К.И Сатпаева

Институт металлургии и промышленной инженерии

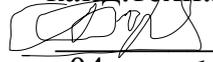
Кафедра «Технологические машины, транспорт и логистика»

5B072400 – Технологические машины и оборудование

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой

канд. техн. наук, асоц. проф.

 К.К. Елемесов

«04» 12 2020 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Обучающегося Темірханов Сұлтан Саматұлы

Тема работы “Совершенствование конструкции вертлюга ВБ-3200”

Утверждено приказом по вузу № 2131-б от «24» ноября 2020 г.

Срок сдачи законченного проекта “25” мая 2021 г.

Исходные данные к работе Буровой вертлюг ВБ-3200, с грузоподъемностью 3200 кН

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

а) В технической части рассмотреть различные конструкции буровых вертлюгов, провести описание конструкции вертлюга ВБ-320:

б) В специальном разделе привести описание 3-5-ти патентов по буровому вертлюгу, дать предложение по совершенствованию конструкции проектируемого вертлюга, привести его чертежи;

в) В расчетном разделе произвести:

- расчетное обоснование действующих нагрузок;

- расчет основных параметров и размеров;

- проверочный расчет на прочность наиболее нагруженных деталей вертлюга:

г) В экономическом разделе привести расчет ожидаемого эффекта по проекту;

д) В разделе охраны труда, и техники безопасности рассмотреть вопросы обеспечения требований охраны труда и техники безопасности при эксплуатации вертлюга на буровой установке;

Алматы 2021

АНДАТПА

Дипломдық жоба мұнай мен газға терең ұңғымаларды бұрғылау кезінде қолданылатын бұрылыстардың қолданыстағы конструкцияларына талдау жасайды.

Жетілдіру тапсырмасына сәйкес вертлюг прототипі негізделген түрде таңдалды. Патенттік іздеу негізінде вертлюгтың дизайнын жақсарту ұсынылды. Өткізілген технологиялық, құрылымдық және беріктікті тексеру есептеулері жүк көтергіштігі 3200 кН болатын вертлюг конструкциясының жұмыс қабілеттілігін көрсетеді.

Еңбекті қорғау және қауіпсіздік техникасы бөлімінде ұңғымаларды бұрғылау процесінде вертлюгті дұрыс пайдалану мәселелері қарастырылады.

Дипломдық жоба 39 парақтағы түсіндірме жазбадан және А1 форматындағы 6 парақтағы графикалық бөлімнен тұрады.

АННОТАЦИЯ

В проекте дан анализ существующих конструкций вертлюгов, применяемых при бурении глубоких скважин на нефть и газ.

Обоснованно выбран прототип вертлюга в соответствии с заданием на совершенствование. Предложено усовершенствование конструкции вертлюга на основе проведенного патентного поиска. Проведенные технологические, конструктивные и проверочные расчеты на прочность показывают работоспособность разработанной конструкции вертлюга грузоподъемностью 3200 кН.

В разделе охрана труда и техника безопасности рассматриваются вопросы правильной эксплуатации вертлюга в процессе бурения скважин.

Дипломный проект состоит из пояснительной записки на 39 листах и графической части на 6 листах формата А1.

ANNOTATION

The project analyzes the existing structures of swivels used for drilling deep wells for oil and gas.

The prototype of the swivel was reasonably selected in accordance with the task for improvement. An improvement in the design of the swivel based on the conducted patent search is proposed. The carried out technological, structural and test calculations for strength show the operability of the developed design of the swivel with a load capacity of 3200 kN.

The section Occupational health and safety discusses the proper operation of the swivel during drilling.

The diploma project consists of an explanatory note on 39 sheets and a graphic part on 6 sheets of A1 format.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	5
1 Техническая часть	6
1.1 Назначение и требования, предъявляемые к вертлюгам	6
1.2 Принципиальное конструктивное исполнение вертлюгов	6
1.3 Описание конструкций элементов вертлюга	8
1.4 Анализ существующих конструкций вертлюгов российского производства	14
1.5 Описание конструкций, технических характеристик вертлюга ВБ-320	14
2 Расчетная часть	18
2.1 Определение основных параметров вертлюга	18
2.2 Расчёт корпуса сальника высокого давления	19
2.3 Расчёт подшипников основной опоры вертлюга	26
2.4 Расчет вспомогательной опоры вертлюга	27
2.5 Расчёт центрирующих опор вертлюга	27
3 Часть усовершенствования конструкции вертлюга	34
3.1 Описание конструктивной схемы вертлюгов	34
3.2 Описание усовершенствования	34
3.3 Формула изобретения	31
4 Охрана труда и техника безопасности при эксплуатации бурового вертлюга	32
5 Охрана окружающей среды при работе вертлюга	34
6 Экономическая часть	38
6.1 Краткое описание экономической основы конструирования	35
6.2 Методика определения экономической эффективности	35
Заключение	38
Список использованных источников	39

ВВЕДЕНИЕ

Бурение скважин охватывает широкий круг вопросов, всесторонне осветить которые по принципу последовательного рассмотрения каждого технологического процесса и операции, основ проектирования и принципов реализации их на производстве сложно. Следует остановиться на основных способах бурения.

Бурение скважин — это процесс сооружения направленной горной выработки большой длины и малого (по сравнению с длиной) диаметра. Начало скважины на поверхности земли называют устьем, дно — забоем.

Отечественные буровые установки приобретаются многими зарубежными странами и успешно конкурируют с буровыми установками известных капиталистических фирм, и одним из них является вертлюг.

Вертлюг – промежуточное звено между талевой системой и бурильным инструментом. Он обеспечивает свободное вращение инструмента и подачу бурового раствора в колонну труб.

При этом, вертлюг является соединительным звеном между талевой системой и буровым инструментом. Вертлюг должен удерживать подвешенную к нему колонну бурильных труб и амортизировать при ее резких движениях, попросту говоря сглаживать ее рывки при спускоподъемных операциях.

Вертлюг также предназначен для подвода бурового раствора во вращающуюся бурильную колонну. В процессе бурения вертлюг подвешивается к автоматическому элеватору, либо к крюку талевого механизма и посредством гибкого шланга соединяется со стояком напорного трубопровода буровых насосов. При этом ведущая труба бурильной колонны соединяется с помощью резьбы с вращающимся стволом вертлюга, снабженным проходным отверстием для бурового раствора. Во время спускоподъемных операций вертлюг с ведущей трубой и гибким шлангом отводится в шурф и отсоединяется от талевого блока.

При бурении забойными двигателями вертлюг используется для периодических проворачиваний бурильной колонны с целью предотвращения прихватов.

И поэтому он является ответственным буровым оборудованием в плане надежности. Вертлюг должен обеспечивать бесперебойную работу бурильного инструмента, а также безопасность обслуживающего персонала.

1 Техническая часть

1.1 Назначение и требования, предъявляемые к вертлюгам

Вертлюг предназначен для подвода бурового раствора во вращающуюся бурильную колонну. В процессе бурения вертлюг подвешивается к автоматическому элеватору либо к крюку талевого механизма и посредством гибкого шланга соединяется со стояком напорного трубопровода буровых насосов. При этом ведущая труба бурильной колонны соединяется с помощью резьбы с вращающимся стволом вертлюга, снабженным проходным отверстием для бурового раствора. Во время спускоподъемных операций вертлюг сведущей трубой и гибким шлангом отводится в шурф и отсоединяется от талевого блока. При бурении забойными двигателями вертлюг используется для периодических поворачиваний бурильной колонны с целью предотвращения прихватов.

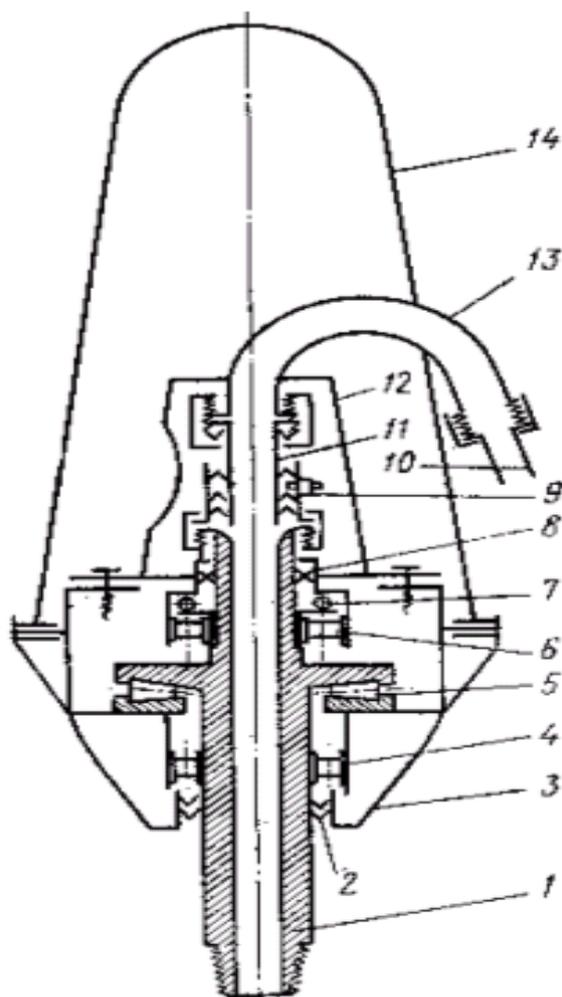
В процессе эксплуатации вертлюг испытывает статические осевые нагрузки от действия веса бурильной колонны и динамические нагрузки, создаваемые продольными колебаниями долота и пульсацией промывочной жидкости. Детали вертлюга, контактирующие с раствором, подвергаются абразивному износу. Износостойкость трущихся деталей вертлюга снижается в результате нагрева при трении.

К вертлюгам предъявляются следующие основные требования:

- поперечные габариты не должны препятствовать его свободному перемещению вдоль вышки при наращивании бурильной колонны и спуско-подъемных операциях;
- быстроизнашиваемые узлы и детали должны быть удобными для быстрой замены в промысловых условиях;
- подвод и распределение масла должны обеспечить эффективную смазку и охлаждение трущихся деталей вертлюга;
- устройство для соединения с талевым блоком должно быть надежным и удобным для быстрого отвода и выноса вертлюга из шурфа.

1.2 Принципиальное конструктивное исполнение вертлюгов

На рисунке 1.1 показано схематическое устройство вертлюга для бурения глубоких скважин. Основная вращающаяся деталь вертлюга – полый ствол, воспринимающий вес колонны. Ствол, смонтированный в корпусе на радиальных и упорных или радиально-упорных подшипниках качения, снабжен фланцем, передающим вес колонны через главный опорный подшипник на корпус и далее на штроп. Опоры ствола вертлюга фиксируют его положение в корпусе, препятствуя осевым вертикальным и радиальным перемещениям и обеспечивая его устойчивое положение при вращении.



1 – ствол; 2, 8 – нижний и верхний масляные сальники; 3 – корпус;
 4, 6 – подшипники радиальные нижний и верхний; 5 – опора главная; 7 – опора
 вспомогательная; 9 – уплотнение быстросъемное; 10 – соединение быстросъемное;
 11 – труба напорная; 12 – крышка; 13 – подвод; 14 – штроп

Рисунок 1.1 Схематическое устройство вертлюга

Вес корпуса вертлюга, толчки и удары от колонны снизу вверх воспринимаются вспомогательной осевой опорой, устанавливаемой обычно над главной. Ствол вертлюга является ведомым элементом. При принятом в бурении нормальном направлении вращения бурильной колонны (по часовой стрелке, если смотреть сверху на ротор) ствол и все связанные с ним детали во избежание самоотвинчивания имеют стандартные конические левые резьбы. Вертлюг имеет штроп для подвески его на крюках различной конструкции. Штроп крепится к корпусу на осях и должен иметь возможность поворачиваться на угол до 40° .

Корпус имеет приливы, которые исключают консольный монтаж осей штропа, ограничивают поворот и устанавливают его в положение, удобное для захвата крюком, когда вертлюг с ведущей трубой находятся в шурфе.

К верхней крышке корпуса прикреплен изогнутый патрубко-подвод с резьбой или фланцем, к которому присоединяется напорный буровой рукав.

Напорный сальник во время роторного бурения эксплуатируется в тяжелых условиях, срок его службы значительно меньше срока службы остальных деталей вертлюга, поэтому сальник выполняется быстросменным.

Проточную часть вертлюга выполняют обтекаемой формы для обеспечения минимальных гидравлических потерь и износа абразивными частицами, содержащимися в буровом растворе, движущемся со скоростью до 6 м/с. Размеры корпуса и конструкция вертлюга выполняются с учетом обеспечения надежной смазки всех опор и отвода от них тепла. В верхней и нижней частях корпуса для уплотнения зазора между корпусом и вращающимся стволом устанавливают самоуплотняющиеся манжетные сальники, которые защищают внутреннюю полость корпуса с масляной ванной от попадания в них влаги и грязи извне и удерживают масло от вытекания из нее при вертикальном рабочем и горизонтальном нерабочем положении вертлюга во время транспортировки и хранения.

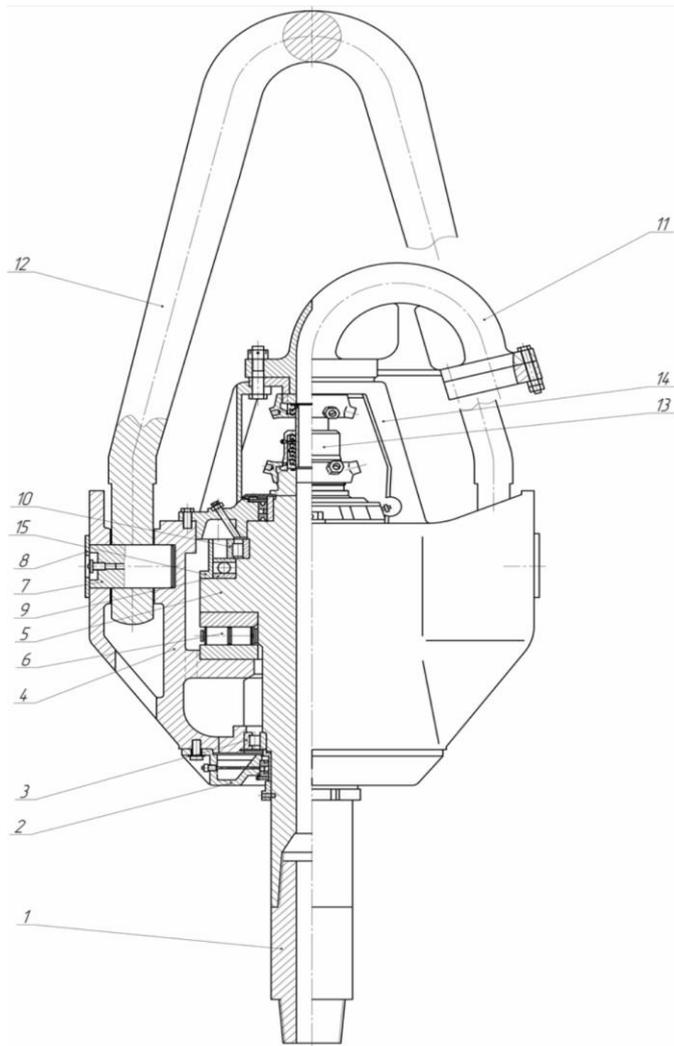
Вертлюги снабжаются устройствами для заливки, спуска и контроля уровня масла, а так же сапунами с отверстиями для уравнивания с атмосферным давлением воздуха, создающегося внутри корпуса при нагреве в процессе работы. Корпуса выполняются обтекаемой формы для того, чтобы вертлюг не цеплялся за детали вышки при перемещениях. Детали предохраняются от самоотвинчивания.

1.3 Описание конструкций элементов вертлюга

Вертлюги, применяемые в бурении эксплуатационных и глубоких разведочных скважин, имеют общую конструктивную схему и различаются в основном по допускаемой осевой нагрузке. Конструктивные отличия некоторых узлов и деталей отечественных и зарубежных вертлюгов обусловлены требованиями изготовления и сборки, разрабатываемой с учетом производственных возможностей заводов-изготовителей, а также периодической модернизацией вертлюгов с целью повышения их надежности и долговечности.

На рисунке 1.2 показано устройство современных вертлюгов. Корпус 4 вертлюга изготавливается из углеродистой или низколегированной стали и представляет собой полую отливку с наружными боковыми карманами для штропа 12, посредством которого вертлюг подвешивается к крюку талевого механизма. Штроп имеет дугообразную форму и круглое поперечное сечение. Он изготавливается методом свободнойковки из легированных сталей марок 40ХН, 38ХГН, 30ХГСА.

На высаженных концах штропа растачиваются отверстия для пальцев 7, соединяющих штроп с корпусом вертлюга. Пальцы устанавливаются в горизонтальных расточках карманов и корпуса и предохраняются от выпадения и проворотов стопорной планкой 8, которая входит в торцовый паз пальца и приваривается к корпусу вертлюга. При отводе ведущей трубы в шурф штроп вертлюга отклоняется от вертикали и занимает положение, удобное для разъединения и соединения его с крюком талевого механизма.



1 – переводник; 2, 14 – крышки; 3, 10 – радиальные роликовые подшипники;
 4 – корпус; 5 – ствол; 6, 9 – упорные подшипники; 7 – палец; 8 – планка
 стопорная; 11 – отвод; 12 – штроп; 13 – быстросъемное уплотнение; 15 – стакан

Рисунок 1.2 – Вертлюг буровой

Угол поворота штропа ограничивается стенками карманов корпуса вертлюга и не превышает 45° . Пальцы штропа имеют смазочные канавки и отверстия с резьбой для пружинных масленок. Резьба смазочных отверстий используется для завинчивания рым-болтов, с помощью которых проводится распрессовка пальцев вертлюга.

В корпусе вертлюга на упорных и радиальных подшипниках вращается ствол 5 с переводником 1 для соединения вертлюга с ведущей трубой буровой колонны. Ствол представляет собой стальной цилиндр с центральным проходным отверстием для промывочной жидкости и с наружным фланцем для упорных подшипников.

Ствол вращается с частотой бурового ротора и испытывает нагрузки, создаваемые буровой колонной и промывочной жидкостью, нагнетаемой в скважину. По сравнению с другими несущими узлами и деталями ствол вертлюга наиболее нагружен. Это предъявляет повышенные требования к его

прочности. Стволы вертлюгов изготавливают из фасонных поковок, получаемых методом свободной ковки.

Благодаря применению таких заготовок снижаются расход материала и затраты на механическую обработку. Для стволов используют стали марок 40Х, 40ХН, 38ХГН, приобретающие в результате ковки более совершенную кристаллическую структуру и повышенные механические свойства.

Осевое положение ствола вертлюга фиксируется упорными подшипниками 6 и 9. Основная опора ствола — подшипник 6, нагружаемый весом ствола и бурильной колонны, когда вертлюг посредством штропа удерживается в подвешенном состоянии. Вспомогательной опорой ствола является подшипник 9, нагружаемый собственным весом корпуса и других не вращающихся деталей, когда вертлюг опирается на ствол, а штроп вертлюга находится в свободном состоянии. Это происходит при установке вертлюга с ведущей трубой в шурф и в процессе бурения скважины, когда вследствие недостаточного веса бурильной колонны нагрузка на долото дополняют весом вертлюга.

В рассматриваемой конструкции вертлюга в основной опоре ствола установлен упорный подшипник с короткими цилиндрическими роликами. Благодаря укороченной длине снижается скольжение роликов относительно колец при вращении ствола. Это благоприятно влияет на износ и нагрев подшипников. Подшипники с коническими и сферическими роликами обладают большей нагрузочной способностью по сравнению с подшипниками, имеющими короткие цилиндрические ролики. Поэтому в тяжело нагруженных вертлюгах преимущественно применяются упорные подшипники с коническими либо сферическими роликами. Для повышения долговечности в модернизированных вертлюгах Уралмаш завода (ВБ-320 МА) используются конические упорные подшипники.

Для центрирования роликов относительно ствола подшипник 6 снабжен внутренним сепаратором. Наружный сепаратор предохраняет ролики от смещения под действием центробежных сил. В менее нагруженной вспомогательной опоре используется шариковый упорный подшипник. Ствол центрируется в корпусе радиальными роликовыми подшипниками 3 и 10. Упорные подшипники центрируются по кольцу, установленному на стволе. Второе кольцо является свободным и благодаря этому самоцентрируется относительно тел качения подшипника.

Осевое положение ствола и натяг подшипников 9 и 10 регулируются прокладками между корпусом 4 и крышкой 14 вертлюга. Осевой натяг нижнего радиального подшипника регулируется установочной втулкой, навинченной на ствол вертлюга и предохраняемой от отвинчивания стопорными винтами. Наружное кольцо подшипника удерживается пружинным стопором, установленным в кольцевом пазе корпуса. Для соединения вертлюга с ведущей трубой бурильной колонны используется сменный ниппельный переводник 1, предохраняющий резьбу ствола от износа и механических повреждений.

В связи с тем, что ствол вертлюга и верхний переводник ведущей трубы имеют внутренние резьбы, для их соединения используется переводник

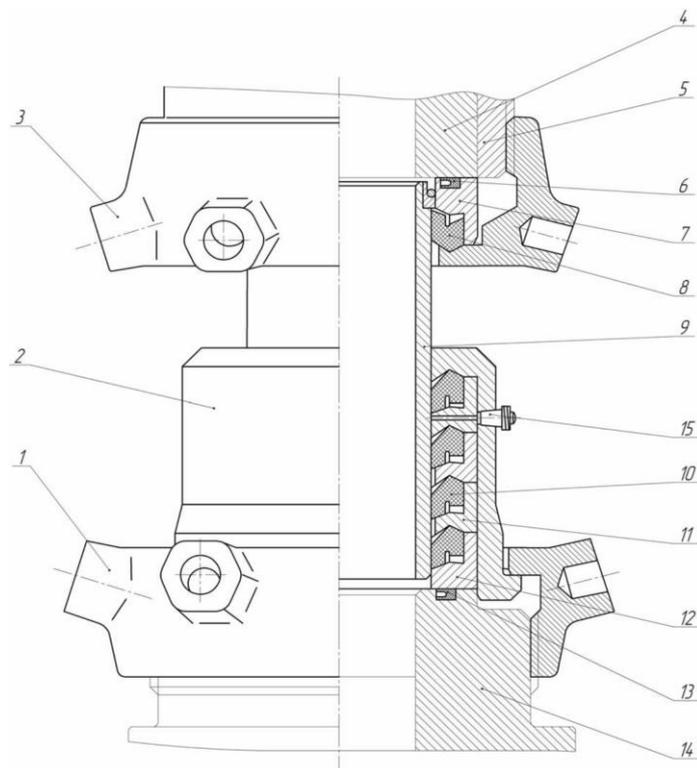
ниппельного типа. С целью предотвращения самоотвинчивания при вращении долота ствол вертлюга, переводники и верхний конец ведущей трубы имеют левую резьбу. Следует напомнить, что нижний переводник ведущей трубы и все другие соединения бурильной колонны имеют правую резьбу, совпадающую с направлением вращения долота.

Корпус вертлюга закрывается верхней 14 и нижней 2 крышками с центральными отверстиями для выводных концов ствола. Крышки крепятся к корпусу болтами. Верхняя крышка снабжена стойками и вторым фланцем, на котором укреплен отвод 11 для соединения вертлюга с буровым шлангом. Из отвода промывочная жидкость поступает в проходное отверстие ствола через промежуточное устройство 13.

Полость между корпусом 4 с крышками 14, 2 и стволом вертлюга 5 заполняется жидким маслом для смазки основного и нижнего радиального подшипников. Стакан 15 ствола образует отдельную масляную ванну для смазки вспомогательного и верхнего радиального подшипников. Масло заливается через отверстие в верхней крышке корпуса. Для слива отработанного масла предусмотрено отверстие в нижней крышке корпуса. Уровень масла проверяется контрольной пробкой, навинченной в корпус вертлюга. Масляные отверстия закрываются резьбовыми пробками.

Разработаны различные конструкции устройств для соединения отвода со стволом. Быстросъемное соединение отвода со стволом, показанное на рисунке 1.3, состоит из свободно плавающей напорной трубы 9, манжетных уплотнений 6, 8, 10, 13 для герметизации прокачиваемой промывочной жидкости и накладных гаек 1 и 3, накрученных на ствол 14 и втулку 5, зажатую крепежными болтами между отводом 4 и фланцем крышки вертлюга. Свободно плавающая напорная труба позволяет обеспечить быструю замену уплотнений и самой трубы, изнашиваемых абразивными частицами, содержащимися в промывочной жидкости. Для этого необходимо отвернуть накладные гайки 1, 3 и, вытащив весь узел, заменить его новым либо заблаговременно отремонтированным.

Работоспособность вертлюга зависит от надежности уплотнений, применяемых в его подвижных и неподвижных соединениях. Наиболее ответственными являются уплотнения напорной трубы, которые служат для предотвращения утечки промывочной жидкости, нагнетаемой под высоким давлением. Для этой цели используются самоуплотняющиеся радиальные 8, 10 и торцовые 6, 13 манжеты из синтетических материалов, обладающих достаточной упругостью и износостойкостью. Воротники манжет направлены навстречу действующему давлению и поэтому прижимаются к уплотняемым поверхностям с силой, пропорциональной давлению промывочной жидкости.



1, 3 – гайки накидные; 2 – стакан; 4 – отвод; 5 – втулка; 6, 8, 10, 13 – уплотнения манжетные; 7 – втулка кольцевая; 9 – труба напорная; 11, 12 – кольца металлические; 14 – ствол; 15 – пресс-масленка

Рисунок 1.3 – Быстросъемное уплотнение

Стыкуемые торцы напорной трубы и отвода уплотняются радиальной 8 и торцевой 6 манжетами, установленными в канавках кольцевой втулки 7. Втулка с манжетами надеты на напорную трубу и плотно прижаты к отводу вертлюга посредством накидной гайки 3. Противоположный стык между нижним торцом напорной трубы и стволом вертлюга уплотняется четырьмя радиальными манжетами 10, разделенными металлическими кольцами 11, и торцевой манжетой 13. Радиальные манжеты установлены в стакане 2 и затянуты накидной гайкой 1, соединяющей стакан со стволом вертлюга.

Стакан вращается вместе со стволом, и радиальные манжеты скользят относительно напорной трубы, удерживаемой силой трения в верхней манжете 8.

Скольжение вызывает износ контактируемых поверхностей, ускоренный абразивным воздействием промывочного раствора. Поэтому нижнее уплотнение напорной трубы в отличие от неподвижного верхнего имеет многорядную конструкцию, благодаря которой повышаются его надежность и долговечность. Стакан снабжен винтовой масленкой для периодической смазки манжет с целью уменьшения износа и нагрева уплотнения в результате трения.

Манжета 10, расположенная над смазочным отверстием в стакане, предотвращает утечку масла при шприцовке и предохраняет его от внешнего

загрязнения. Торцовая манжета 13 вращается вместе со стволом вертлюга и кольцом 12 и остается неподвижной относительно стыкуемых поверхностей.

Неточности, допущенные при изготовлении и сборке, компенсируются свободноплавающим положением напорной трубы. Напорные трубы изготавливаются из низколегированных сталей марок 12ХН2А, 20ХН3А и др. Наружная поверхность напорных труб шлифуется и имеет твердость НКС 56-62.

Для предотвращения утечки масла из масляной ванны вертлюга в нижней крышке его корпуса установлены две манжеты 4, как показано на рисунке 1.4. Манжеты прилегают к втулке 3, служащей для фиксации внутренней обоймы радиального подшипника 1 ствола вертлюга. Воротник манжеты прижимается к втулке с помощью кольцевой цилиндрической пружины, надетой на манжету.

Во избежание проворота в крышке и для обеспечения герметичности манжета сажается в расточку крышки с натягом. Самоуплотняющиеся манжеты в данном случае неприемлемы из-за недостаточного давления в уплотняемой полости. В осевом направлении манжета фиксируется шайбой 6, которая крепится к крышке болтами 5. Уплотнительное круглое кольцо 2 предотвращает просачивание масла между стволом вертлюга и втулкой. Для уменьшения трения в местах сопряжения со втулкой манжеты смазываются пластичным маслом через масленку 7. При заметном износе втулка заменяется новой. Аналогичные манжеты установлены между стволом и верхней крышкой корпуса вертлюга.

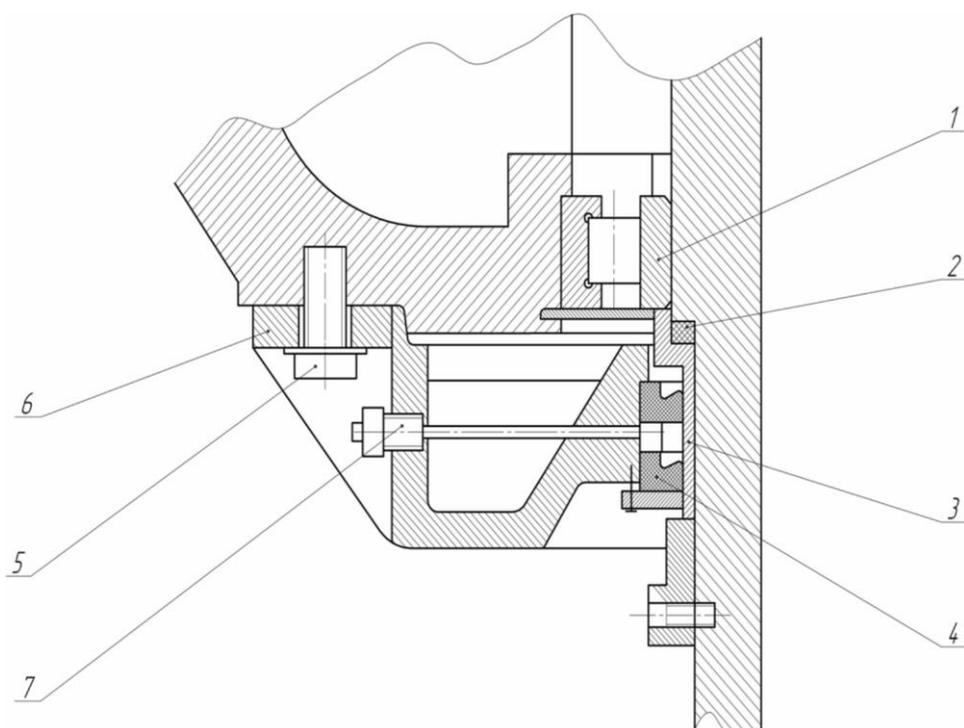
Плоские стыки между корпусом вертлюга и его крышками уплотняются листовыми прокладками из картона.

Прокладка верхней крышки корпуса одновременно используется для регулирования осевого натяга вспомогательного упорного подшипника.

В осевом направлении манжета фиксируется шайбой 6, которая крепится к крышке болтами 5. Уплотнительное круглое кольцо 2 предотвращает просачивание масла между стволом вертлюга и втулкой. Для уменьшения трения в местах сопряжения со втулкой манжеты смазываются пластичным маслом через масленку 7. При заметном износе втулка заменяется новой. Аналогичные манжеты установлены между стволом и верхней крышкой корпуса вертлюга.

Плоские стыки между корпусом вертлюга и его крышками уплотняются листовыми прокладками из картона. Прокладка верхней крышки корпуса одновременно используется для регулирования осевого натяга вспомогательного упорного подшипника.

Прокладка между крышкой и отводом вертлюга, работающая под давлением промывочной жидкости, изготавливается из прорезиненной ткани. Прокладки затягиваются болтами, используемыми для крепления стыкуемых деталей вертлюга.



1 – радиальный подшипник; 2 – кольцо уплотнительное; 3 – втулка; 4 – манжеты; 5 – болт; 6 – шайба; 7 – масленка

Рисунок 1.4 – Уплотнение масляной ванны

1.4 Анализ существующих конструкций вертлюгов российского производства

Техническая характеристика вертлюгов российского производства приведена в таблице 1.1.

Вертлюг установки БУ50Бр-1 (рисунок 1.5) бесштропный, и Корпус вертлюга представляет собой стальную полую отливку. Чтобы штропне соскакивал, имеются подпружиненные защелки. Для откидывания защелки служит петля стопора. В корпусе установлены радиальные и упорный шариковые подшипники, в которых вращается ствол, воспринимающий вес колонны бурильных труб во время бурения. К корпусу вертлюга сверху болтами крепится крышка. В проточку крышки устанавливается уплотняющая ствол резиновая манжета, которая препятствует вытеснению масла из корпуса.

Для герметичности масляной ванны между корпусом и крышкой установлена паронитовая прокладка. Сверху к крышке крепится отвод, к которому подсоединяется буровой рукав.

Между крышкой и отводом болтами зажимается фланец грязевой трубы. Внизу в переводнике радиальной опорой грязевой трубы служит грундбукса грязевого сальника, выполненная из латуни. В нижней части корпуса вертлюга на болтах крепится крышка, в ней устанавливаются четыре уплотнения – две самоуплотняющиеся резиновые манжеты, резиновое кольцо и войлочное уплотнительное кольцо.

Таблица 1 - Техническая характеристика вертлюгов российского производства

Параметры	ШВ 14-160	БУ 50	БУ 75	ВБ 250	ВБ 320	ВБ 450
Нагрузка максимальная статическая, кН	1600	700	1000	2500	3200	4500
Нагрузка динамическая при 100 об/мин, кН	1250	500	750	1600	2000	3000
Диаметр проходного отверстия в стволе, мм	90	73	100	75	75	75
Максимальное давление прокачиваемой жидкости, МПа	20	20	20	25	32	40
Максимальная частота вращения ствола, об/мин	300	300	170	200	200	150
Сухая масса, кг	1815	670	1190	2300	2980	3815

Уплотнения препятствуют протеканию масла из корпуса вертлюга. Из масленки, размещенной в крышке, смазка подается в для его подвески в корпусе выполнены две проушины под штроп крюкоблока. полость между резиновыми манжетами. Нижний конец ствола вертлюга имеет левую резьбу для подсоединения к нему переводника. В корпусе переводника выполнена проточка, в которой расположены грундбукса и манжетное кольцо грязевого

1.5 Описание конструкций, технических характеристик вертлюга ВБ-320

Вертлюг ВБ – 320 (в соответствии с рисунок 1.5). Корпус вертлюга выполняется в виде стальной полый отливки с двумя кронштейнами. В кронштейнах и корпусе имеются горизонтальные отверстия для пальцев, при помощи которых вертлюг соединяется со штропом. Кронштейны фиксируют положение штропа, удобное для подхватывания его крюком при вытаскивании вертлюга с ведущей трубой из шурфа. Угол поворота штропа не превышает 45°.

Пальцы штропа имеют смазочные канавки и отверстия с резьбой для пружинных масленок. В центральной части корпуса имеется кольцевая площадка, к которой крепится плита. На нее устанавливается основная опора. Ниже кольцевой площадки имеется цилиндрическая расточка, в которой устанавливается роликовый радиальный подшипник. Такой же подшипник

размещается в крышке корпуса, и оба они центрируют ствол вертлюга. В основной опоре ствола устанавливается упорный подшипник с короткими цилиндрическими роликами. Благодаря укороченной длине снижается скольжение роликов относительно колец при вращении ствола. Это благоприятно влияет на износ и нагрев подшипников. Ствол представляет собой стальной цилиндр с центральным проходным отверстием для промывочной жидкости и с наружным фланцем для упорных подшипников. Ствол вращается с частотой бурового ротора и испытывает нагрузки, создаваемые бурильной колонной и промывочной жидкостью, нагнетаемой в скважину. По сравнению с другими несущими узлами и деталями ствол вертлюга наиболее нагружен. Это предъявляет повышенные требования к его прочности.

Для соединения вертлюга с ведущей трубой бурильной колонны используется сменный ниппельный переводник, предохраняющий резьбу ствола от износа и механических повреждений. В связи с тем, что ствол вертлюга и верхний переводник ведущей трубы имеют внутренние резьбы, для их соединения используется переводник ниппельного типа. С целью предотвращения самоотвинчивания при вращении долота ствол вертлюга, переводники и верхний конец ведущей трубы имеют левую резьбу.

Корпус вертлюга закрывается верхней и нижней крышками с центральными отверстиями для выводных концов ствола. Крышки крепятся к корпусу в вертными болтами. Верхняя крышка снабжена стойками и вторым фланцем, на котором укреплен отвод для соединения вертлюга с буровым шлангом. Из отвода промывочная жидкость поступает в проходное отверстие ствола через промежуточное устройство.

Полость между корпусом с крышками и стволом вертлюга заполняется жидким маслом для смазки основного и нижнего радиального подшипников. Стакан ствола образует отдельную масляную ванну для смазки вспомогательного и верхнего радиального подшипников. Масло заливается через отверстие в верхней крышке корпуса. Для слива отработанного масла предусмотрено отверстие в нижней крышке корпуса. Уровень масла проверяется контрольной пробкой, ввинченной в корпус вертлюга. Масляные отверстия закрываются резьбовыми пробками.



Рисунок 1.5 - Общий вид вертлюга ВБ-320

Вертлюги ВБ-250 и ВБ-450 аналогичны вертлюгу ВБ-320. Отличие состоит только в том, что основные детали, воспринимающие нагрузку от бурильных колонн и давление, создаваемой насосами, рассчитанными на эту нагрузку, получились более мощными и привели к некоторому увеличению габаритных размеров и массы этих вертлюгов.

2 Расчетная часть

2.1 Определение основных параметров вертлюга

Расчет производится по методике для окончательного выбора бурового вертлюга.

2.1.1 Статическая грузоподъемность вертлюга

Статическая грузоподъемность вертлюга (нагрузка на вертлюг при не вращающемся стволе) $Q_{ств}$ МН, определяет возможность использования вертлюга для бурения скважин данной глубины и конструкции

$$Q_{ств} = Q_{кр.макс} \cdot k = 2185,3 \cdot 1,3 = 2841 кН \approx 2,841 МН; \quad (2.1)$$

где: $Q_{кр.макс}$ – максимальная нагрузка на крюке, кН;
 k – коэффициент запаса, $k=1,25 \dots 1,5$.

$$Q_B = Q_{кр.макс} \cdot k_1 \cdot k_2 = 2185,3 \cdot 0,85 \cdot 0,85 = 1578,88 кН \approx 1,578 МН; \quad (2.2)$$

где: k_1 – коэффициент, учитывающий снижение нагрузки на вертлюг за счет облегчения веса бурильной колонны при погружении в раствор, $k_1=0,85$;
 k_2 – коэффициент, учитывающий снижение нагрузки за счет создания нагрузки на долото, $k_2 = 0,85$;

2.1.2 Время действия нагрузки

Длительно действующая нагрузка Q_B МН, при вращении бурильной колонны в процессе бурения определяет грузоподъемность основной опоры при $n=100$ об/мин и долговечности 3000 ч.

2.1.3 Диаметр проходного сечения ствола вертлюга

Диаметр проходного сечения ствола вертлюга (внутренний диаметр сменного патрубка), определяется диаметрами проходных отверстий в буровом рукаве и ведущей трубе. Такое условие вытекает из требования обеспечения равномерности потока жидкости. В современных конструкциях $D = 0,075$ м.

Максимальное рабочее давление промывочной жидкости $P_{макс.раб.}$, МПа, ориентировочно можно определить по методике Авакова В.А.

$$P_{макс.раб.} = 8 \cdot L_k^{2/3} = 8 \cdot 5^{2/3} = 23,14 МПа; \quad (2.3)$$

где L_k – конечное значение глубины скважины, км.

Максимальное расчётное давление P_{\max}

$$P_{\max.} = P_{\max. \text{раб.}} \cdot (1 + \delta / 2) = 23,14 \cdot (1 + 0,15 / 2) = 24,8 \text{ МПа}; \quad (2.4)$$

где δ - коэффициент неравномерности давления, $\delta = 0,15$;

Минимальное расчетное давление P_{\min} , МПа, определяется по формуле:

$$P_{\min.} = P_{\max. \text{раб.}} \cdot (1 - \delta / 2) = 23,14 \cdot (1 - 0,15 / 2) = 21,4 \text{ МПа}; \quad (2.5)$$

По варианту выбран вертлюг Уралмаш завод ВБ – 360МА.

2.2 Расчёт корпуса сальника высокого давления

Расчет производится для проверки материала корпуса сальника на статическую прочность и выносливость в данных условиях работы.

2.2.1 Расчёт корпуса сальника на статическую прочность

На рисунке 2.1 представлена схема к расчёту сальника высокого давления вертлюга.

Максимальное напряжение в пластине σ_{\max}

в сечении А – А

$$\sigma_{\max} = \kappa_M \cdot q \cdot b^2 / h^2 = 0,228 \cdot 34,7 \cdot 0,065^2 / 0,01^2 = 316,46 \text{ МПа}; \quad (2.6)$$

где: κ_M – коэффициент, учитывающий отношение размеров a и b , значения приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Основные размеры корпуса сальника

Тип вертлюга	a , м	b , м	h , м	κ_M
ВБ-320	0,045	0,065	0,01	0,228

Удельное испытательное давление, q , определяется по формуле

$$q = P_{\text{исп.}} = 1,5 \cdot P_{\max. \text{раб.}} = 1,5 \cdot 23,14 = 34,7 \text{ МПа}; \quad (2.7)$$

где b – наружный радиус корпуса;

h – толщина пластины, м

Таблица 2.2 – Сведения о материалах для изготовления деталей

Марка сталей	Механические свойства	Деталь вертлюга
34ХН3М	$\sigma_{в}=900$ МПа; $\sigma_{т}=750$ МПа; $\sigma-1=350$ МПа	Ось, соединяющая штроп и корпус; ствол
38ХА	$\sigma_{в}=950$ МПа; $\sigma_{т}=800$ МПа; $\sigma-1=340$ МПа	Напорный патрубок
35ХН1М	$\sigma_{в}=780$ МПа; $\sigma_{т}=650$ МПа; $\sigma-1=335$ МПа	Корпус сальника, гайка быстросъемного уплотнения
35ХНЛ	$\sigma_{в}=700$ МПа; $\sigma_{т}=500$ МПа; $\sigma-1=320$ МПа	Отвод
38ХГН	$\sigma_{в}=750$ МПа; $\sigma_{т}=600$ МПа; $\sigma-1=322$ МПа	Ствол
35Л	$\sigma_{в}=500$ МПа; $\sigma_{т}=280$ МПа; $\sigma-1=216$ МПа	Корпус вертлюга

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести n , определяется по формуле:

$$n = \sigma_{т} / \sigma_{\max} = 650 / 316,46 = 2,05; \quad (2.8)$$

где $\sigma_{т}$ - предел текучести материала, принятого для изготовления корпуса, МПа (данные представлены в таблице 2.2).

$1,5 < 2,05 < 5$ -условие прочности выполняется.

Напряжение среза в сечении А – А $\tau_{ср}$,

$$\tau_{ср} = Q_{ср} / F_{ср} = 17 / 0,004 = 292,5 \text{ МПа}; \quad (2.9)$$

где $Q_{ср}$ – нагрузка в сечении А – А, МН;

d_2 – наружный диаметр корпуса,

$$d_2 = 2 \cdot b = 2 \cdot 0,065 = 0,13 \text{ м};$$

d_1 – внутренний диаметр корпуса,

$$d_1 = 2 \cdot a = 2 \cdot 0,045 = 0,09 \text{ м};$$

a – внутренний радиус корпуса, м;

F_{cp} – площадь среза в сечении А – А, м²;

$$F_{cp} = \pi \cdot d_2 \cdot h = 3,14 \cdot 0,13 \cdot 0,01 = 0,004 \text{ м}^2; \quad (2.10)$$

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести n_τ , определяется по формуле:

$$n_\tau = [\tau_{cp}] / \tau_{cp} = 390 / 292,5 = 1,06; \quad (2.11)$$

$[\tau_{cp}]$ - допускаемое напряжение среза,

$$[\tau_{cp}] = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 650 = 390 \text{ МПа}; \quad (2.12)$$

$1,5 < 1,6 < 5$ - условие прочности выполняется.

2.2.2 Расчёт корпуса сальника на выносливость

Максимальное напряжение в пластине сечения А – А σ_{\max} ,

$$\sigma_{\max} = \kappa_M \cdot q_{\max} \cdot b^2 / h^2 = 0,228 \cdot 24,8 \cdot 0,065^2 / 0,01^2 = 240 \text{ МПа}; \quad (2.13)$$

где q_{\max} - максимальное удельное давление жидкости,

$$q_{\max} = P_{\max}; \quad (2.14)$$

Минимальное напряжение в пластине сечения А – А σ_{\min} ,

$$\sigma_{\min} = \kappa_M \cdot q_{\min} \cdot b^2 / h^2 = 0,228 \cdot 21,4 \cdot 0,065^2 / 0,01^2 = 206,14 \text{ МПа}; \quad (2.15)$$

q_{\min} - минимальное удельное давление жидкости,

$$q_{\min} = P_{\min}; \quad (2.16)$$

Коэффициент запаса прочности n_σ :

$$n_\sigma = n_B = \frac{1 + \rho}{1 + \rho \cdot (\kappa_\sigma)_D \cdot \left[\frac{\sigma_B}{\sigma_{-1}} \cdot (1 - \varphi_\sigma) - 1 \right]} = 3,25 \cdot \frac{1 + 0,075}{1 + 0,075 \cdot (1,6) \cdot \left[\frac{780}{335} \cdot (1 - 0,2) - 1 \right]} = 2,36; \quad (2.17)$$

$$1,5 < 2,36 < 5;$$

где n_B – коэффициент запаса прочности

$$n_B = \sigma_B / \sigma_{\max} = 780 / 240 = 3,25; \quad (2.18)$$

σ_B – предел прочности материала, МПа;

ρ – отношение напряжения амплитуды цикла к среднему напряжению цикла

$$\rho = \sigma_A / \sigma_M = 16,9 / 223,07 = 0,075; \quad (2.19)$$

σ_A – напряжение амплитуды цикла,

$$\sigma_A = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (240 - 206,14) / 2 = 16,9 \text{ МПа}; \quad (2.20)$$

σ_M – среднее напряжение цикла,

$$\sigma_M = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (240 + 206,14) / 2 = 223,07 \text{ МПа}; \quad (2.21)$$

σ_{-1} – предел выносливости материала, МПа; 335 МПа;

φ_σ – коэффициент влияния асимметрии цикла, $\varphi_\sigma = 0,2$;

$(\kappa_\sigma)_D$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений,

$$(\kappa_\sigma)_D = 1,6;$$

Условие прочности выполняется.

2.2.3 Расчёт сменного патрубка на статическую прочность

Приведённое напряжение по четвёртой теории прочности σ_{IP} , определяется по формуле:

$$\sigma_{IP} = \sqrt{0,5 \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} = \sqrt{0,5 \cdot [(7516,9 + 2693,6 + 19209,9)]} = 121,2 \text{ МПа}; \quad (2.22)$$

σ_1 – тангенциальное напряжение,

$$\sigma_1 = P_{исп} \cdot D / (2 \cdot t) = 34,7 \cdot 0,075 / (2 \cdot 0,0075) = 173,3 \text{ МПа}; \quad (2.23)$$

$P_{исп}$ – испытательное напряжение,

$$P_{исп} = 1,5 \cdot P_{\max. раб.} = 1,5 \cdot 23,14 = 34,7 \text{ МПа}; \quad (2.24)$$

D – внутренний диаметр напорной трубы, м; $D = 0,075$ м;
 t – толщина стенки трубы,

$$t = 0,1 \cdot D = 0,1 \cdot 0,075 = 0,0075 \text{ м}; \quad (2.25)$$

σ_2 – осевое напряжение,

$$\sigma_2 = P_{исн} \cdot D / (4 \cdot t) = 34,7 \cdot 0,0075 / (4 \cdot 0,0075) = 86,6 \text{ МПа}; \quad (2.26)$$

σ_3 – радиальное напряжение,

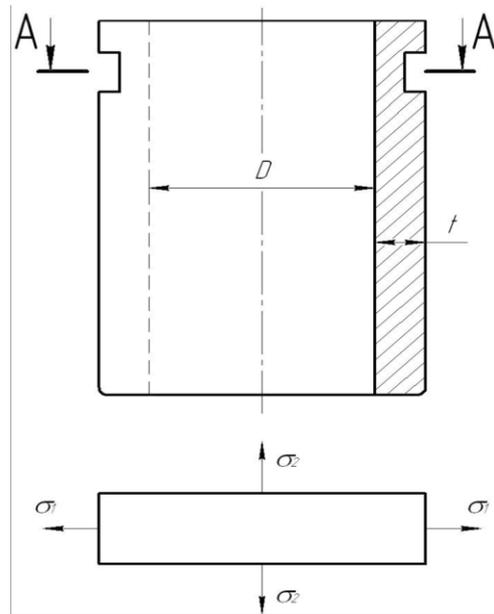
$$\sigma_3 = P_{исн} = 34,7 \text{ МПа}; \quad (2.27)$$

коэффициент запаса прочности по пределу n_σ :

$$n_\sigma = \sigma_T / \sigma_{ПР} = 800 / 121,2 = 6,6; \quad (2.28)$$

$1,5 < 6,6 < 5$ - условие прочности не выполняется.

Расчётная схема показана на рисунке 2.1.



D – диаметр напорного патрубка; t – толщина стенки; σ_1 – тангенциальные напряжения; σ_2 – осевые напряжения

Рисунок 2.1 К расчету сменного патрубка вертлюга

2.2.4 Расчёт сменного патрубка на выносливость

Максимальное приведённое напряжение по четвёртой теории прочности $\sigma_{IP.MAX}$, определяется по формуле:

$$\sigma_{IP.MAX} = \sqrt{0,5 \cdot [(\sigma_{1MAX} - \sigma_{2MAX})^2 + (\sigma_{2MAX} - \sigma_{3MAX})^2 + (\sigma_{3MAX} - \sigma_{1MAX})^2]} \quad (2.29)$$

$$\sqrt{0,5 \cdot [(34596 + 1383,8 + 49818,2)]} = 207,1 \text{ МПа};$$

где σ_{1MAX} – максимальное тангенциальное напряжение,

$$\sigma_{1MAX} = P_{max} \cdot D / (2 \cdot t) = 24,8 \cdot 0,075 / (2 \cdot 0,0075) = 248 \text{ МПа}; \quad (2.30)$$

σ_{2MAX} – максимальное осевое напряжение,

$$\sigma_{2MAX} = P_{max} \cdot D / (4 \cdot t) = 24,8 \cdot 0,075 / (4 \cdot 0,0075) = 62 \text{ МПа}; \quad (2.31)$$

σ_{3MAX} – максимальное радиальное напряжение,

$$\sigma_{3MAX} = P_{MAX} = 248,8 \text{ МПа}; \quad (2.32)$$

Минимальное приведённое напряжение по четвёртой теории прочности $\sigma_{IP.MIN}$, определяется по формуле:

$$\sigma_{IP.M} = \sqrt{0,5 \cdot [(\sigma_{1MIN} - \sigma_{2MIN})^2 + (\sigma_{2MIN} - \sigma_{3MIN})^2 + (\sigma_{3MIN} - \sigma_{1MIN})^2]} = \quad (2.33)$$

$$\sqrt{0,5 \cdot [(25760,2 + 1030,4 + 37094,7)]} = 178,7 \text{ МПа};$$

где σ_{1MIN} – минимальное тангенциальное напряжение,

$$\sigma_{1MIN} = P_{min} \cdot D / (2 \cdot t) = 21,4 \cdot 0,075 / (2 \cdot 0,0075) = 214 \text{ МПа}; \quad (2.34)$$

σ_{2MIN} – минимальное осевое напряжение,

$$\sigma_{2MIN} = P_{min} \cdot D / (4 \cdot t) = 21,4 \cdot 0,075 / (4 \cdot 0,0075) = 53,5 \text{ МПа}; \quad (2.35)$$

σ_{3MIN} – минимальное радиальное напряжение, МПа;

$$\sigma_{3MIN} = P_{MIN} = 21,4 \text{ МПа}; \quad (2.36)$$

Среднее напряжение цикла σ_M , определяется по формуле:

$$\sigma_M = (\sigma_{np.max} + \sigma_{np.min}) / 2 = (207,1 + 178,7) / 2 = 193 \text{ МПа}; \quad (2.37)$$

σ_A – напряжение амплитуды цикла,

$$\sigma_A = (\sigma_{np.max} - \sigma_{np.min}) / 2 = (207,1 - 178,7) / 2 = 14,2 \text{ МПа}; \quad (2.38)$$

Коэффициент запаса прочности по пределу выносливости n_σ :

$$n_\sigma = n_B = \frac{1 + \rho}{1 + \rho \cdot (\kappa_\sigma)_д \cdot \left[\frac{\sigma_B}{\sigma_{-1}} \cdot (1 - \varphi_\sigma) - 1 \right]} = 4,6 \cdot \frac{1 + 0,075}{1 + 0,075 \cdot (1,6) \cdot \left[\frac{950}{340} \cdot (1 - 0,25) - 1 \right]} = 0,88; \quad (2.39)$$

$$1,5 < 0,88 < 5;$$

где n_B – коэффициент запаса по пределу прочности

$$n_B = \sigma_B / \sigma_{np.max} = 950 / 207,1 = 4,6; \quad (2.40)$$

σ_B – предел прочности материала, МПа;

ρ – отношение напряжения амплитуды цикла к среднему напряжению цикла

$$\rho = \sigma_A / \sigma_M = 14,2 / 193 = 0,0735; \quad (2.41)$$

σ_{-1} – предел выносливости материала, МПа;

φ_σ – коэффициент влияния асимметрии цикла, $\varphi_\sigma = 0,25$;

Условие прочности не выполняется.

2.3 Расчёт подшипников основной опоры вертлюга

Основная опора является одним из определяющих элементов вертлюга, которая должна быть рассчитана, в основном, на долговечность и удовлетворять предъявляемым требованиям работы на всех режимах.

Эквивалентная нагрузка для упорного подшипника Q_Σ , МН

$$Q_\Sigma = Q_B \cdot k_\delta \cdot k_T \cdot k_K = 1,57 \cdot 1,05 \cdot 1 = 2,47 \text{ МН}; \quad (2.42)$$

k_δ – коэффициент безопасности, $k_\delta = 1,5$;

k_T – температурный коэффициент, $k_T = 1,05$;

k_K – кинематический коэффициент, $k_K = 1$.

Динамическая грузоподъемность подшипника $C_{тр}$, определяется для расчетного ресурса $L=3000$ ч , и частоты вращения ствола вертлюга $n=100$ об/мин:

$$C_{тр}=2,37 \cdot Q_{э} = 2,37 \cdot 2,47 = 5,85 \text{ МН}; \quad (2.43)$$

По данным расчета из таблицы приведенной в справочной литературе выбрать подшипник.

2.4 Расчет вспомогательной опоры вертлюга

Нагрузка на подшипник P ,

$$P=F_A \cdot k_{\delta} \cdot k_T \cdot k_K = 0,04 \cdot 1,5 \cdot 1,05 = 0,063 \text{ МН}; \quad (2.44)$$

где F_A – осевая нагрузка на подшипник, $F_A = 0,03 \dots 0,05$ МН

Динамическая грузоподъемность вспомогательного подшипника $C_{тр}$, МН:

$$C_{тр}=2,61 \cdot P = 2,61 \cdot 0,063 = 0,164 \text{ МН}; \quad (2.45)$$

2.5 Расчёт центрирующих опор вертлюга

Подшипник воспринимает радиальные биения ствола вертлюга.

Нагрузка на подшипник P ,

$$P=V \cdot F_r \cdot k_{\delta} \cdot k_T = 1 \cdot 0,04 \cdot 1,5 \cdot 1,05 = 0,063 \text{ МН}; \quad (2.46)$$

где V – коэффициент осевой нагрузки, $V = 1,0$ (при вращении внутреннего кольца подшипника);

F_R – радиальная нагрузка на подшипник, $F_A = 0,03 \dots 0,05$ МН;

Динамическая грузоподъемность вспомогательного подшипника $C_{тр}$,

$$C_{тр}=2,37 \cdot P = 2,37 \cdot 0,063 = 0,149 \text{ МН}; \quad (2.47)$$

По таблице 2.3 выбрать подшипник – номер и параметры.

Таблица 2.3 – Техническая характеристика подшипников вертлюгов

Параметры	ВБ-250	ВБ-320	ВБ-360
Максимальная статическая нагрузка, МН	2,5	3,2	12,5
Предельно допустимая нагрузка основной опоры, МН			
- статическая	7,8	9,6	12,5
- динамическая	2,8	3,6	5,2
Тип подшипниками размеры основной опоры	Упорный роликоподшипник с цилиндрическими роликами		
	260×540×132	260×580×145	340×620×170
Диаметр проходного отверстия в стволе, м	0,75	0,75	0,75
Центрирующий радиальный роликовый подшипник	№32144 220×340×56		
Вспомогательный упорный подшипник	№8156Л 280×350×53		

3 Часть усовершенствования конструкции вертлюга

3.1 Описание конструктивной схемы вертлюгов

Стандартная конструкция вертлюга для бурения нефтяных и газовых скважин содержит корпус со штропом, полый ствол с отводом, стойку, опорный, верхний и нижний направляющие подшипники, верхнее напорное уплотнение и блок нижнего масляного уплотнения ствола.

Блок нижнего масляного уплотнения состоит из обоймы и втулки с расположенными в их кольцевом пространстве манжетами. Верхний направляющий подшипник размещен в обойме, установленной в корпусе с возможностью осевого перемещения и взаимодействия с прижимными винтами, установленными в стойке. Изобретение обеспечивает повышение надежности и долговечности работы нижнего уплотнения, улучшение и упрощение технического обслуживания вертлюга.

3.2 Описание усовершенствования

Известен вертлюг для буровых работ, применяемый для удержания на весу бурильного инструмента при его вращении с одновременной прокачкой раствора по внутреннему каналу бурильной трубы (Е.И. Бухаленко. Нефтепромысловое оборудование. Справочник. М.: Недра, 1990, с.222-223).

Этот вертлюг состоит из корпуса со штропом, полого ствола с отводом, крышки, опорного и направляющих (центрирующих) подшипников, верхнего напорного и нижнего масляного уплотнений ствола.

Данная конструкция вертлюга имеет следующие недостатки:

- для смены уплотнений необходима частичная разборка вертлюга, что не позволяет осуществлять это во время эксплуатации на буровой;
- нижнее масляное уплотнение имеет малую долговечность, так как состоит из одного уплотняющего элемента;
- верхний направляющий подшипник размещен в крышке, что требует высокой точности изготовления для обеспечения без зазорного сопряжения опорного и верхнего направляющего подшипников, что при ремонтных работах трудно достижимо.

Также известен вертлюг, состоящий из корпуса со штропом, полого ствола с отводом, стойки, опорного и направляющих подшипников, верхнего напорного и нижнего масляного уплотнений (авт.св. СССР 1023065 А, кл. Е 21 В 21/02 от 15.06.1983 г.), принятый за прототип.

В этом вертлюге верхнее уплотнение напорной линии выполнено быстросъемным и из нескольких уплотняющих манжет, что позволяет производить оперативно смену уплотнения непосредственно на талевой подвеске.

Этот вертлюг имеет следующие недостатки:

- верхний направляющий подшипниковый узел выполнен в виде двух

подшипников - радиального и упорного, усложняет конструкцию и затрудняет регулировку эксплуатационных зазоров при сборке и эксплуатации;

- указанный верхний подшипниковый узел размещен в крышке, что требует высокой точности изготовления для обеспечения беззазорной работы верхнего и опорного (главного) подшипников и при ремонтных работах трудно достижимо;

- невозможна подача смазки в полость между манжетами нижнего уплотнения после сборки и в процессе эксплуатации, что существенно снижает долговечность манжет.

Целью изобретения является упрощение конструкции, ее обслуживания в процессе эксплуатации и ремонта и повышение надежности и долговечности работы вертлюга (патент RU 2204687 кл.Е21В21/02 от 20.05.2003г.).

Поставленная цель достигается тем, что вертлюг содержит корпус со штропом, полый ствол с отводом, стойку, опорный, верхний и нижний направляющие подшипники, верхнее напорное уплотнение и блок нижнего масляного уплотнения, состоящий из обоймы и втулки с расположенными в образуемом ими кольцевом пространстве манжетами.

Новым в устройстве является то, что верхний направляющий подшипник размещен в обойме, установленной в корпусе с возможностью осевого перемещения и взаимодействия с прижимными винтами, установленными в стойке.

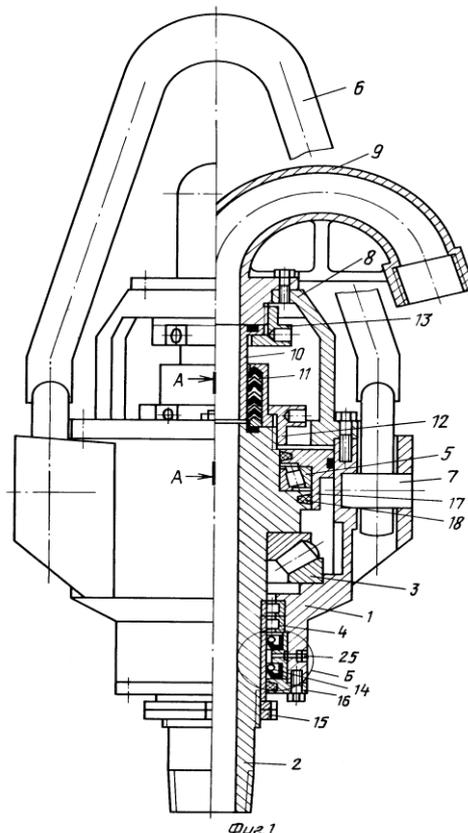


Рисунок 3.1 Конструкция предлагаемого вертлюга

Предлагаемая конструкция вертлюга (см.рис.3.1) состоит из корпуса 1 и

ствола 2, расположенного в корпусе, с возможностью вращения на опорном 3, направляющих нижнем 4 и верхнем 5 подшипниках, штопа 6, установленного на осях 7, и стойки 8 с отводом 9. Между стволом 2 и торцом отвода 9 соосно расположен патрубок 10 с блоком верхнего напорного уплотнения 11, закрепленного гайкой 12 и 13, а внизу расположен блок нижнего масляного уплотнения 14 ствола, закрепленный гайками 15 и крышкой 16. Подшипник 5 размещен в обойме 17, установленной с возможностью перемещения в корпусе 1 и уплотненной сальниками 18.

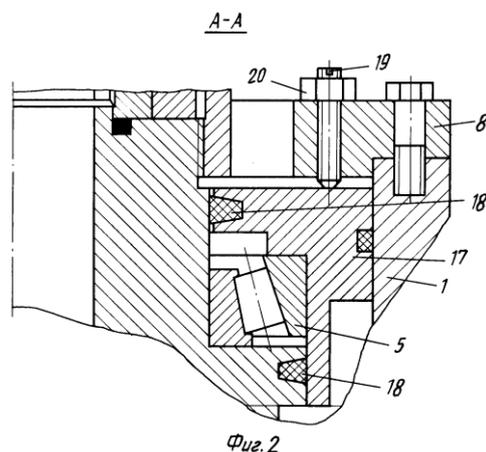


Рисунок 3.2 Усовершенствуемый узел в конструкции вертлюга

В стойке 8 (см.рис.3.2) размещены по окружности винты 19, контактирующие торцами с обоймой 17 и стопоренные гайками 20.

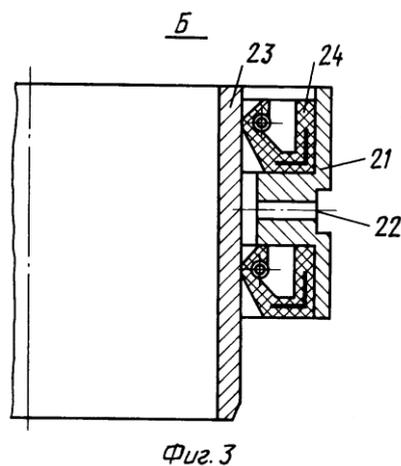


Рисунок 3.3 Блок уплотнения ствола вертлюга

Блок уплотнения 14 ствола 2 (см.рис.3.3) состоит из обоймы 21, выполненной с наружной кольцевой канавкой и радиальным отверстием 22 и размещенной в расточке корпуса 1 с радиальным отверстием 25, в котором установлена пресс-масленка и втулки 23 с расположенными в их кольцевом пространстве манжетами 24. Полость между манжетами заполняется смазкой через отверстие 25 в корпусе и наружную канавку с отверстием 22 в обойме 21. Внутренняя полость корпуса 1 заполнена жидким минеральным маслом.

Рассматриваемый вертлюг работает следующим образом.

Вертлюг штропом 6 подвешивается на крюк талевой системы, к стволу 2 подсоединяется ведущая буровая труба, а к отводу 9 подсоединяется гибкий рукав от системы циркуляции бурового раствора. При вращении ведущей буровой трубы (колонны труб) ротором ствол 2 также вращается и одновременно по каналу через отвод 9, парубок 10 и ствол 2 прокачивается буровой раствор, при этом верхний напорный сальник 11 препятствует прорыву бурового раствора из внутреннего канала ствола 2, нижнее масляное уплотнение 14 ствола 2 препятствует вытеканию масла из внутренней полости корпуса 1.

При необходимости замены нижнего масляного уплотнения 14 ствола 2 достаточно отвернуть гайки 15, снять крышку 16 и извлечь обойму с манжетами.

Установка нижнего масляного уплотнения 14 осуществляется в обратном порядке.

Выборка зазоров в подшипниках 3 и 5 при сборке, образующихся в процессе эксплуатации под действием нагрузки, устраняется вворачиванием винтов 19 до упора с последующей контровкой гайками 20.

Таким образом, технологическое обслуживание вертлюга возможно без снятия вертлюга с крюка талевой системы, что при бурении исключает непроизводительные простои.

Благодаря такому исполнению:

- обеспечивается регулирование зазоров в верхнем направляющем подшипнике без разборки вертлюга, что повышает долговечность работы верхнего, направляющего и опорного подшипников;

- обеспечивается смена верхнего и нижнего уплотнений без разборки вертлюга;

- обеспечивается возможность подачи смазки в полость между манжетами нижнего уплотнения после сборки и в процессе эксплуатации

- и в целом повышаются надежность и долговечность работы подшипников и нижнего уплотнения.

Все это в целом повышает надежность и долговечность работы предлагаемого вертлюга.

3.3 Формула изобретения

Вертлюг, содержащий корпус со штропом, полый ствол с отводом, стойку, опорный, верхний и нижний направляющие подшипники, верхнее напорное уплотнение и блок нижнего масляного уплотнения ствола, состоящий из обоймы и втулки с расположенными в их кольцевом пространстве манжетами, отличающийся тем, что верхний направляющий подшипник размещен в обойме, установленной в корпусе с возможностью осевого перемещения и взаимодействия с прижимными винтами, установленными в стойке.

4 Охрана труда и техника безопасности при эксплуатации бурового вертлюга

Согласно Трудовому кодексу РК, а также Закону Республики Казахстан от 3 апреля 2002 года № 314 «О промышленной безопасности на опасных производственных объектах», при выполнении работ при эксплуатации бурового насоса должны выполняться меры безопасности и охраны труда.

Буровые вертлюги и их обвязка.

В обвязке буровых вертлюгов должны быть предусмотрены следующие основные элементы: нижний переводник, отвод, буровой шланг (рукав), штроп, крюк и ряд других элементов.

Отказы и аварии буровых вертлюгов и их обвязки часто связаны с возникающими в них вибрациями, износом основных элементов, резким повышением давления перекачиваемой жидкости.

Причинами вибрации в нагнетательной системе могут являться: плохое крепление манифольда высокого давления и их соединений, износ или ослабление отдельных частей вертлюга, пульсация промывочной жидкости.

Причинами пульсации промывочной жидкости также являются:

- неудовлетворительное заполнение насоса жидкостью при работе насоса (из-за низкого расположенного) уровня жидкости в приемных емкостях по отношению к оси поршня насоса, недостаточной пропускной способности приемной трубы насоса – мал ее диаметр или засорилось приемное устройство на кольце трубы);

- износ рабочих поверхностей клапанных пар насоса, наличие между ними зазора из-за попадания постороннего предмета, сломанной клапанной пружины;

- износ рабочих поверхностей поршней или втулок насоса или их ненадежное укрепление;

- ненадежность компенсирующих устройств насоса (утечки через резиновые и уплотнительные элементы, отсутствие газа или соответствующие режиму работ давление газа за резиновыми элементами);

- большое число проходных задвижек на нагнетательной линии, создающих местные сопротивления движущемуся потоку жидкости, и наличие резких (90° и более) поворотов и сужении ее;

- отказ или загрязненность забойного двигателя и долота, а также наличие резких сужений в канале бурильной колонны – ствол скважины.

Резкое повышение давления в нагнетательной линии вертлюга, приводящие к аварийным, травмоопасным ситуациям, может быть следствием многих факторов: пуска насоса при закрытых пусковых или проходных задвижках ; несвоевременного закрытия пусковой задвижки или пуска второго насоса до восстановления циркуляции в системе насос – скважина; отказа предохранительного устройства, устанавливаемого на нагнетательной линии насосов; перекрытия каналов, по которым циркулирует промывочная жидкость, ледяными пробками, выбуренной породой, посторонними предметами и т.д.

Качественная очистка промывочной жидкости с помощью современных очистных устройств, закрытая наружная система циркуляции, установка приемных емкостей и поддержание в них уровня жидкости таким образом, чтобы он не опускался ниже оси поршневых втулок насоса, правильный монтаж и эксплуатация приемной и нагнетательной линии насосов – необходимые меры профилактики аварий и отказов в работе.

Для исключения пульсации рекомендуется применить приемную линию с диаметром примерно 2,5 см больше диаметра соединений всасывающей части насоса, а линии всасывания должны быть короткими и прямыми; изгибы под прямым углом не допускаются.

5 Охрана окружающей среды при работе вертлюга

Технологический процесс работы вертлюга заключается в соединении вращающихся и не вращающихся элементов нагнетательной линии насос – забой скважины. В нагнетательную систему насос подает очищенный от бурового шлама и газа буровой раствор.

В потоке бурового раствора могут содержаться вредные компоненты (газ, сера, радиоактивные, солевые).

Атмосфера во время бурения загрязняется сернистыми соединениями в результате сжигания минерального топлива в стационарных условиях. Сера может содержаться в виде соединения в угле, природном и нефтяном газе некоторых месторождений.

Сернистый газ при малых концентрациях вызывает у человека раздражение глаз, горла, заболевание дыхательных путей, при высоких концентрациях развивается одышка, бронхит, воспаление легких и др. Длительное вдыхание сернистого газа даже невысоких концентраций ведет к развитию хронических заболеваний дыхательных путей, анемии, поражению печени.

Вредными выбросами на этих источниках являются пары серной кислоты, углеводороды, оксид углерода, оксид азота, диоксид серы, оксид марганца, фтористый водород.

Общее количество вредных в районах бурения можно снизить совершенствованием технологических процессов и широким внедрением прогрессивных технологий.

Буровой раствор долгое время отстаивается в отстойниках.

Возможными источниками загрязнения подземных вод являются буровые шлаки, также утечки вредных веществ из емкостей, трубопроводов и других сооружений.

В процессе бурения почва загрязняется различными химическими растворами, буровыми шлаками. Буровые шлаки и другие компоненты, попадая в почву, вызывают значительные, а порой необратимые изменения ее свойств – образование битумозных солончаков, гидронизацию, цементацию и тому подобное. Эти изменения влекут за собой ухудшение состояния растительности и биопродуктивности земель. В результате нарушения почвенного покрова происходит эрозия почв, дефляция, криогенез.

6 Экономическая часть

6.1 Краткое описание экономической основы конструирования

Высокий уровень современного научно-технического прогресса обеспечивает все большее внедрение в эксплуатацию новых разработок.

Но не смотря на это, прежде чем создавать и внедрять новую технику следует знать во сколько это обойдется предприятию, какие потребуются затраты и какой экономический эффект будет достигнут.

Показатели экономического эффекта от внедрения новой техники и дополнительных средств обусловленные данным внедрением определяется как сравнительные величины, размер которых зависит от варианта, выбранного для сравнения.

Проект, с которым производят сравнение называют базовый.

Как объект производства новую конструкцию оценивают по:

- 1) трудоемкости изготовления (общей, структурной);
- 2) удельной материалоемкости (общей, структурной, коэффициент использования материала);
- 3) массе (общей, относительной);
- 4) себестоимости машины.

Важное значение для принятия решения о конструировании нового оборудования, машин и механизмов имеет оценка эффективности предлагаемого проекта. Если расчеты показывают, что предлагаемое конструктивное решение не является экономически целесообразным, то инженер должен подумать над тем вопросом, каким образом сделать проект эффективным. Может быть ему следует заменить материал из которого изготавливается оборудование на менее дорогостоящее, но прочное, тем самым достигнув экономии за счет сокращения износоустойчивости и выигрыша за счет сокращения ремонта оборудования. Иногда резервы экономии можно найти в производственном процессе за счет сокращения продолжительности операций, совмещения их и др.

Для определения экономической эффективности оборудования необходимо оценить его как объект производства и как объект эксплуатации. За базу сравнения берут лучшие образцы существующей отечественной и зарубежной техники по идентичным технологическим процессам. Главные параметры сравниваемого оборудования должны быть идентичными. Только при расширении области применения известных машин данного назначения допускается различие главных параметров сравниваемого оборудования.

Общая трудоемкость изготовления представляет собой сумму затрат труда на изготовление машины. На предпроектной стадии определить ее сложно.

Структурная трудоемкость - сумма затрат труда на отдельных технологических этапах (литье, кузнечная продукция, при механической, термической обработке, сборке и т.д.).

Удельную трудоемкость изготовления определяют как отношение общей суммы трудозатрат на изготовление машины к величине какого-либо характерного параметра. Естественно, что такой метод определения трудоемкости неточен, так как он не учитывает массу комплектующих изделий и прочие факторы.

Материалоемкость в значительной мере зависит от применяемой технологии производства, массы машины, совершенства конструкции.

Снижения массы машины и металлоемкости можно достичь правильным подбором поперечных сечений деталей, основанным на соответствующем расчете прочности и жесткости.

Цены на проектируемую машину определяются на основе данных по базовой машине.

6.2 Методика определения экономической эффективности

Основным документом, регламентирующим порядок и правила оценки экономической эффективности новой техники, является «Методика определения экономической эффективности использования новой техники, изобретений и рационализаторских предложений».

Правильно определить экономическую эффективность можно только сопоставлением ожидаемых (или полученных) результатов от планируемых мероприятий с необходимыми для этого затратами. При этом следует различать понятия «эффект» и «эффективность».

Эффектом называют конечный производственный результат - повышение производительности труда, прибыль и т.п.

Эффективность - это отношение величины эффекта к величине затрат, обусловивших его получение. Следовательно, эффективность - величина относительная.

Новое оборудование эффективно для потребителя в том случае, если затраты на их приобретение и эксплуатацию будет меньше затрат на ранее освоенную технику. Решение о целесообразности создания и внедрение новых машин и оборудования принимается на основе годового экономического эффекта.

Основным документом, регламентирующим порядок и правила оценки экономической эффективности новой техники, является «Методика определения экономической эффективности использования новой техники, изобретений и рационализаторских предложений». Эта методика предназначена для:

- технико-экономического обоснования выбора лучшего варианта производства и использования новой техники (оборудования, машин, механизмов, приборов, инструментов, материалов и др.);

- определения экономической эффективности новой техники, изобретений и рационализаторских предложений;

- определения размеров премий за создание и внедрение новой техники и вознаграждений за внедрение изобретений и рационализаторских предложений. К новой технике относятся впервые реализуемые в народном

хозяйстве результаты научных исследований и прикладных разработок, содержащие изобретения и другие научно-технические достижения или более совершенные технологические процессы, средства и предметы труда, используемые в процессе эксплуатации; способы организации труда и производства, обеспечивающие при их использовании повышение технико-экономических показателей, а также решения социальных и ряда других задач хозяйствования.

Правильно определить экономическую эффективность можно только соизмерением ожидаемых (или полученных) результатов от планируемых мероприятий с необходимыми для этого затратами. При этом следует различать понятия «эффект» и «эффективность».

Расчеты экономической эффективности должны обязательно дополняться анализом качественных и количественных натуральных показателей. К числу натуральных показателей относятся производительность труда, степень использования основных фондов, надежность, качество продукции, расход топлива, энергии и т.д.

Основным показателем экономической эффективности является годовой экономический эффект, который определяется сопоставлением приведенных затрат по базовой и новой технике.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В дипломной работе приведен обзор существующих конструкций вертлюгов, рассмотрены особенности конструкций вертлюгов и их основных параметров, особенностей эксплуатации. На основе проведенного анализа в соответствии с заданием на проектирование выбран прототип проектируемого вертлюга. В качестве которого, выбран вертлюг ВВ-320 для бурения скважины глубиной до 5000 метров.

В конструкцию вертлюга предложено внести усовершенствование, которое позволяет производить технологическое обслуживание вертлюга без снятия его с крюка талевого системы, что при бурении исключает непроизводительные простои и дает целый ряд других преимуществ.

На основе проведенных расчетов делаем вывод, что вертлюг В-320, который при нагрузке $Q_{\text{ств}} = 2,841\text{МН}$ работоспособен, и обеспечивает необходимый запас прочности основных элементов.

В качестве материала ствола и штропа используем сталь 34ХН3М, напорного патрубка – сталь 38ХА, корпуса сальника - 35ХН1М, а конструктивные размеры вертлюга при этом оставляем прежними.

Проведенные технологические, конструктивные и проверочные расчеты на прочность показывают работоспособность разработанной конструкции вертлюга грузоподъемностью 3200 кН.

В разделе охрана труда и техника безопасности рассматриваются вопросы правильной эксплуатации вертлюга в процессе бурения скважин.

Раздел охрана окружающей среды посвящен вопросам оценки вредного воздействия на окружающую среду, а именно на биосферу, атмосферу, гидросферу и литосферу процессов связанных с бурением скважин.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы: учебник для вузов. – М.: Недра, 1988. – 501 с.
- 2 Алексеевский Г.В. Буровые установки Уралмашзавода. – М.: Недра, 1981. – 528 с.
- 3 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: т. 1. – М.: Машиностроение, 1982. – 736 с.
- 4 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: т. 2. – М.: Машиностроение, 1982. – 584 с.
- 5 Бочарников В.Ф., Чижиков Ю.Н. Методические указания по курсовому проектированию для студентов специальности 170200 "Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов". – Тюмень, ТюмИИ, 1991. - 31 с.
- 6 Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования: учебное пособие для вузов. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
- 7 Калмыков Н.Н., Стефанов Ю.А., Яковлев А.И. Буровая техника и технология за рубежом. – М.: Недра, 1968. – 318 с.
- 8 Поляков В.П., Смирнов В.Н., Константинов А.А. Буровые установки завода Баррикады. – М.: Недра, 1972. – 288 с.
- 9 Северинчик Н.А. Машины и оборудование для бурения скважин. – М.: Недра, 1986. – 368 с.
- 10 М.М. Сулейманов «Охрана труда в нефтяной промышленности» - М.: Недра, 1980.
- 11 Большой справочник инженера нефтегазодобычи. Оборудование и технологии добычи. Лайонза У., Плизга Г., Библиотека нефтяного инжиниринга 2009г.245.
- 12 Ефимченко С.И., Прыгаев А.К. Расчет и конструирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов. Часть 1.- М.: РГУ им. И.М. Губкина, 2006.

Протокол анализа Отчета подобия Научным руководителем

Заявляю, что я ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован

Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Темірханов С.С.

Название: “Совершенствование конструкции вертлюга ВБ-3200”

Координатор: Сейтжан Заурбеков

Коэффициент подобия 1:4.1

Коэффициент подобия 2:1.9

Замена букв:26

Интервалы:0

Микропробелы:1

Белые знаки: 0

После анализа Отчета подобия констатирую следующее:

обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают

признаками плагиата. В связи с чем, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите;

обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их

чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;

обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают

признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с

чем, не допускаю работу к защите.

Обоснование:

.....
.....
.....
.....1.06.2021.....
.....

Дата Подпись Научного руководителя  (подпись)

Протокол анализа Отчета подобия

заведующего кафедрой / начальника структурного подразделения

Заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения заявляет, что ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой

выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Темірханов С.С.

Название: “Совершенствование конструкции вертлюга ВБ-3200”

Координатор: Сейтжан Заурбеков

Коэффициент подобия 1:4.1

Коэффициент подобия 2:1.9

Замена букв:26

Интервалы:0

Микропробелы:1

Белые знаки:0

После анализа отчета подобия заведующий кафедрой / начальник структурного

подразделения констатирует следующее:

обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают

признаками плагиата. В связи с чем, работа признается самостоятельной и допускается к защите;

обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их

чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и

отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть внось

отредактирована с целью ограничения заимствований;

обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают

признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста,

указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем,

работа не допускается к защите.

Обоснование:

.....
Обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата.
.....
.....
.....
.....

01.06.2021 г.



.....
Дата Подпись заведующего кафедрой /
начальника структурного подразделения

Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:

.....
.. Дипломный проект допускается к защите
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....

.....
01.06.2021 г.



.....
Дата Подпись заведующего кафедрой /
начальника структурного подразделения