

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН**

СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Горно-металлургический институт им. О.А. Байконурова

Кафедра «Технологические машины и оборудование»

**Совершенствование конструкции тормозных
шкивов барабана буровых лебедок**

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

6M072400 – Технологические машины и оборудование

Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И.Сатпаева

Институт Горно-металлургический институт имени О.А.Байконурова

УДК: УДК 622.242.2

На правах рукописи

Майкенов Ернар Бактыбекович

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

На соискание академической степени магистра

Название диссертации: Совершенствование конструкции тормозных шкивов барабана буровых лебедок

направление подготовки: 6M072400 – Технологическиемашины и оборудование

Научный руководитель,

канд.техн.наук, профессор

С.А. Заурбеков

« 31 » ноя 2019 г.



Рецензент

канд.техн.наук, профессор

А. Исмаилов

_____ 2019 г.

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

Технологические машины и

оборудование

канд. техн. наук, асоц. Профессор

К.К. Елемесов

« _____ » _____ 2019 г.



Нормоконтроль

канд. техн. наук. сениор лектор

С.А. Заурбеков

« _____ » _____ 2019 г.

Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И.Сатпаева

Институт Горно-металлургический институт имени О.А.Байконурова

Кафедра Технологическиемашины и оборудование

6M072400 –Технологические машины и оборудование

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Технологические машины и
оборудование

канд. техн. наук, ассоц.проф.

К.К.Елемесов

" " " 2017 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Майкенову Ернару Бактыбековичу

Тема: Совершенствование конструкции тормозных шкивов барабана буровых лебедок

Утверждена приказом по Университету № 1597-М от "30" 10 2017г.

Срок сдачи законченной работы "24" май 2019 г.

Исходные данные к магистерской диссертации: данные обзора по буровым лебедкамиспользуемых в РК

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов:

- a) обзор и анализ тормозных систем буровых лебедок;
- b) достоинства и недостатки ленточных систем буровых лебедок;
- c) достоинства и недостатки дисковых систем буровых лебедок;
- d) сопоставительный анализ тормозных систем буровых лебедок;
- e) аналитические исследования работы тормозных шкивов буровых лебедок;
- f) анализ материалов тормозных шкивов барабана буровых лебедок;
- g) анализ материалов колодок тормозных систем буровых лебедок;
- h) установление основных факторов влияющих на долговечность работы тормозных шкивов и колодок;
- i) методика расчета тормозных систем буровых лебедок;
- j) экспериментальные исследования;
- k) описание стенда для экспериментальных исследований;

- l) методика постановки экспериментов;
- т) методика обработки экспериментальных данных.

Перечень презентационного материала:

- а) общий вид буровой лебедки;
- б) общий вид дисковых тормозов БЛ;
- в) общий вид ленточного тормоза БЛ;
- г) общий вид тормозных шкивов БЛ;
- д) особенности конструктивного исполнения тормозных шкивов БЛ;
- е) результаты исследования стойкости шкивов БЛ и рекомендации по улучшению конструктивного исполнения.

Рекомендуемая основная литература:

1. Ефимченко С.И. Расчеты ресурса несущих элементов буровых установок. Нефть и Газ, Учебное пособие, 2001.
2. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. Учебник для вузов. М.: НЕДРА, 1988. 501 с.
2. Буровое оборудование. Справочник в 2-х томах./Абубакиров В.Ф., Архангельский В.Л. и др./ -М.: Недра, 2000.
3. Ильский А.Л. Расчет и конструирование бурового оборудования. –М.: Недра, 1985.
4. Алексеевский Г.В. Буровые установки Уралмашзавода.-М.: Недра, 1981. 528с.
5. Булатов А.И., Аветисов А.Г. Справочник инженера по бурению. В 4-х томах. –М.: Недра, 1993-1996.
6. Северинчик Н.А. Машины и оборудование для бурения скважин. М.: Недра, 1986. - 368с.
7. Палашкин Е.А. Справочник механика по глубокому бурению.- М.: Недра, 1981.
8. Американская техника и промышленность. Сборник рекламных материалов. Выпуск III. США. Фирма «Чилтон и Ко». 1977. -407 с.
9. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: учебн. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
10. Курсовое проектирование деталей машин: Учебн. пособие для техникумов/С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, К.Н. Боков и др.- М.: Машиностроение, 1980. 351 с., ил.
11. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М. Расчет на прочность деталей машин.- М.: Машиностроение, 1966.
12. Дьяченко С. К., Столбовой С. З. Расчет и проектирование деталей машин. -Киев.:Техника, 1968.
13. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб.пособие для техн. спец. вузов. – М.: Высшая школа, 2000.
14. Рыскулбеков М.А. и др. Методические указания для выполнения технико-экономических расчетов. – Алматы, 2002.
19. Соловьев В.Д. Курсовое проектирование деталей машин. – Тула: ТГУ, 1997.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	9
1	Обзор и анализ тормозных систем буровых лебедок	12
1.1	Достоинства и недостатки ленточных тормозных систем буровых лебедок	12
1.2	Дисковые тормоза	15
1.3	Достоинства и недостатки гидравлических дисковых систем буровых лебедок	16
1.4	Сопоставительный анализ тормозных систем буровых лебедок	18
1.5	Постановка задач исследования	19
2	Аналитические исследования работы тормозных шкивов буровых лебедок	20
2.1	Анализ материалов тормозных шкивов барабана буровых лебедок	20
2.2	Анализ материалов колодок тормозных систем буровых лебедок	21
2.2.1	Особенности использования ретинакса в качестве материала колодок	22
2.3	Установление основных факторов влияющих на долговечность работы тормозных шкивов и колодок	23
2.4	Методика расчета тормозных систем буровых лебедок	25
2.4.1	Расчет главного тормоза	25
2.4.2	Расчет колодочно-ленточного тормоза	27
2.4.3	Силы, действующие в рычажном механизме тормоза	30
2.4.4	Тепловой расчет главного тормоза	31
3	Экспериментальные исследования	35
3.1	Описание стенда для экспериментальных исследований	35
3.2	Методика постановки экспериментов	38
3.3	Методика обработки экспериментальных данных	41
3.4	Результаты экспериментальных данных	42
3.5	Сопоставление результатов аналитических и экспериментальных исследований	47
3.6	Описание экспериментальной установки	48
	Заключение	52
	Список использованной литературы	53

АҢДАТПА

Түйінді сөздер: бұрғылау, шығыр, таспа, тежегіш, шкив, қалып, үйкеліс машинасы.

Бұл жұмыста магистерлік жұмысты орындау барысында шешілген бірқатар міндеттер қаралды: Зерттеу объектісі бұрғылау шығырларының тежегіш шкивтері болып табылады. Жұмыстың мақсаты-бұрғылау шығырларының тежегіш құрылғысының тиімділігі мен беріктігін арттыру. Диссертациялық жұмыс барысында Патенттік-әдеби шолу материалдары, аналитикалық зерттеулер және тәжірибелік зерттеулер бойынша бұрғылау шығырларының тежегіш шкивтерін конструктивтік орындау нұсқалары ұсынылды.

Жұмыс кіріспеден, әдеби шолудан, эксперименталды бөлімнен, эксперименталды нәтижелерді талқылаудан, қорытындылардан, 20 атаудан тұратын Пайдаланылған әдебиеттер тізімінен тұрады. Диссертациялық жұмыс 46 беттен, 24 суретпен суреттелген, 4 кесте.

АННОТАЦИЯ

Ключевые слова: буровая, лебедка, ленточный, тормоз, шкив, колодка, машина трения.

В этой работе рассмотрены ряд задач, которые были решены в ходе выполнения магистерской работы:

Объектом исследований являются тормозные шкивы буровых лебедок.

Цель работы – повышение эффективности и долговечности тормозных устройств буровых лебедок.

В процессе работы над диссертационной работы по материалам патентно-литературного обзора, аналитических исследований и экспериментальных исследования предложены варианты конструктивного исполнения тормозных шкивов буровых лебедок.

Работа состоит из введения, литературного обзора, экспериментальной части, обсуждения экспериментальных результатов, выводов, списка использованных источников из 20 наименований. Диссертационная работа изложена на 46 страницах, иллюстрирована 24 рисунком, содержит 4 таблиц.

ABSTRACT

Keywords: drillingrig, winch, belt, brake, pulley, block, frictionmachine.

In this work, a number of tasks that were solved during the completion of the master's work are considered: The object of research is the brake pulleys of drilling winches. The purpose of the work is to increase the efficiency and durability of brake devices of drilling winches. In the process of work On the thesis on the materials of the patent and literary review, analytical studies and experimental studies proposed options for the design of brake pulleys of drilling winches.

The work consists of introduction, literature review, experimental part, discussion of experimental results, conclusions, list of sources from 20 titles. The thesis is presented on 46 pages, illustrated with 24 figures, contains 4 tables.

ГРАФИК

подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
1. Теоритическая работа. обзор и анализ тормозных систем буровых лебедок	02.10.2017-16.04.2018	
2. Экспериментальные исследования.	23.04.2018-05.12.2018	
3. Заключительная работа	10.01.2019-15.04.2019	

Подписи

консультантов и нормоконтролера на законченную магистерскую диссертацию с указанием относящихся к ним разделов диссертации

Наименование разделов	Консультанты, И.О.Ф. (уч.степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Теоритическая работа	к.т.н. С.А. Заурбеков		
Экспериментальная работа	к.т.н. С.А. Заурбеков		
Заключительная работа	к.т.н. С.А. Заурбеков		

Научный руководитель: Заурбеков С.А.

Задание принял к исполнению обучающийся: Майкенов Е.Б.

Дата

« _____ » _____ 2017 г.

ВВЕДЕНИЕ

Как известно, повышение производительности механизма можно осуществлять путем сокращения периода торможения. Однако это допустимо не всегда, так как при интенсивном торможении в элементах привода возникают напряжения, значительно превосходящие допустимую статическую перегрузку, вследствие чего нарушается прочность соединений, наблюдается повышенный износ колодок, муфт и других звеньев механизма. Более того, тяжелые условия работы тормозов буровых лебедок, характеризующиеся динамическими нагрузками, где, значительное количество механической энергии в течение короткого периода времени должны преобразовываться в тепловую энергию и передаваться в окружающую среду без снижения работоспособности тормоза и лебедки, делают систему динамичной. В связи с этим большое внимание уделяется вопросам повышения надежности, обеспечения прочности, долговечности и эффективности использования элементов тормозных устройств. Решение этих задач в настоящее время осуществляется по следующим основным направлениям: конструктивное усовершенствование механической части и привода существующих тормозов и создание новых конструкций; разработка и использование новых материалов для рабочей поверхности с повышенными фрикционными свойствами.

В настоящее время на буровых установках разведочного и глубокого бурения буровые лебедки снабжены достаточно надежными тормозными устройствами, но как показывает специфика работы и опыт их эксплуатации, имеет место проблема износа фрикционных элементов (тормозных колодок и шкивов). Кроме того, результаты исследований показывают, что одним из существенных недостатков ленточного тормоза является неравномерный износ фрикционных колодок вдоль дуги обхвата, что происходит вследствие неравномерного распределения контактных давлений. В результате этого тормозные колодки нерационально идут в отброс и в целом система теряет надежность и как показывает обзор научной литературы, эта проблема на сегодняшний день остается актуальной.

В настоящей работе проведено подробное исследование динамики ленточного тормоза буровой лебедки и на основании проведенных исследований будет представлена методика расчета, результаты которых позволяют получить равномерное распределение контактных давлений вдоль дуги обхвата колодками тормозного шкива с сохранением прочностных характеристик материала и, следовательно, добиться равномерного износа тормозного шкива.

Целью исследований является:

- изучение различных режимов в зависимости от динамических характеристик системы «лента - упругий элемент - шкив» вида тормозного усилия;

- оценка влияния контактной силы взаимодействия между колодками и поверхностью шкива и жесткости упругого элемента на параметры торможения;

- расчет на прочность ленты, гибких (деформируемых) элементов ленточного тормоза при различных режимах торможения;

- разработка рекомендации по использованию результатов исследований для расчета конкретных буровых лебедок.

Новизна работы. Предложена модель динамического взаимодействия ленточного и ленточно-колодочного тормозного устройства с поверхностью шкива в процессе торможения, на основе которой установлена возможность реализации двух видов режима торможения лебедки: торможение лебедки при наличии зоны жесткого контакта ленты (ленты с колодками) и торможение с образованием на поверхности контакта полного скольжения; теоретически установлена закономерность расположения колодок на поверхности шкива при которой давление между шкивом и колодками вдоль дуги контакта остается постоянным; выявлена связь между нагруженностью тормозного механизма с режимами торможения лебедки; предложен способ проверки прочности материала ленты с учетом нагруженности механизма.

Практическая ценность и реализация результатов. Результаты исследований могут быть использованы для обоснования рационального выбора характеристик тормозного устройства, обеспечивающих сокращение периода торможения и уменьшение износа шкивов за счет равномерного распределения давления вдоль дуги контакта колодок с поверхностью шкива

На основании изложенного, целью данной работы является повышение эффективности тормозных систем буровых лебедок

Объектом разработки тормозные шкивы буровых лебедок.

Предмет исследования – конструкция тормозных шкивов буровых лебедок.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1) На базе патентно-литературного обзора отработать методику исследования стойкости тормозных шкивов буровых лебедок.

2) Подобрать КИП и инструментальные средства для проведения исследований.

3) Разработать методику подготовки образцов для проведения исследований.

4) Проверить работоспособность и адекватность исследуемых параметров.

Научная новизна работы заключается в том, что разработаны инструменты для исследования надежности и эффективности тормозных шкивов буровых лебедок.

Практическая значимость работы состоит в разработке конструкции тормозных шкивов повышенной долговечности и эффективности.

Апробация полученных результатов. Доклад на тему:

1.

Моделирование скважинной тандемной насосной установки для откачки урана при подземном скважинном выщелачивании.

2. Инновационные решения традиционных проблем: инженерия и технологии.

1 Обзор и анализ тормозных систем буровых лебедок

1.1 Достоинства и недостатки ленточных тормозных систем буровых лебедок

Тормозные устройства по назначению делятся на основные и вспомогательные.

Основные предназначены для осуществления остановки барабана БЛ, вспомогательные – для длительного торможения с целью снижения скорости движения.

В БЛ в качестве основного тормоза используется ленточный, а вспомогательного – гидродинамический или электрический.

В БЛ в качестве основного используется 2-х ленточный тормоз, выбор которого обусловлен:

- надежностью в работе (сохраняет работоспособность при отказе одной из лент);
- тормозной момент распределяется на два шкива, т.е. в двое уменьшается контактное давление, следовательно повышается долговечность тормозных шкивов и колодок.

К ленточному тормозу БЛ предъявляются следующие требования:

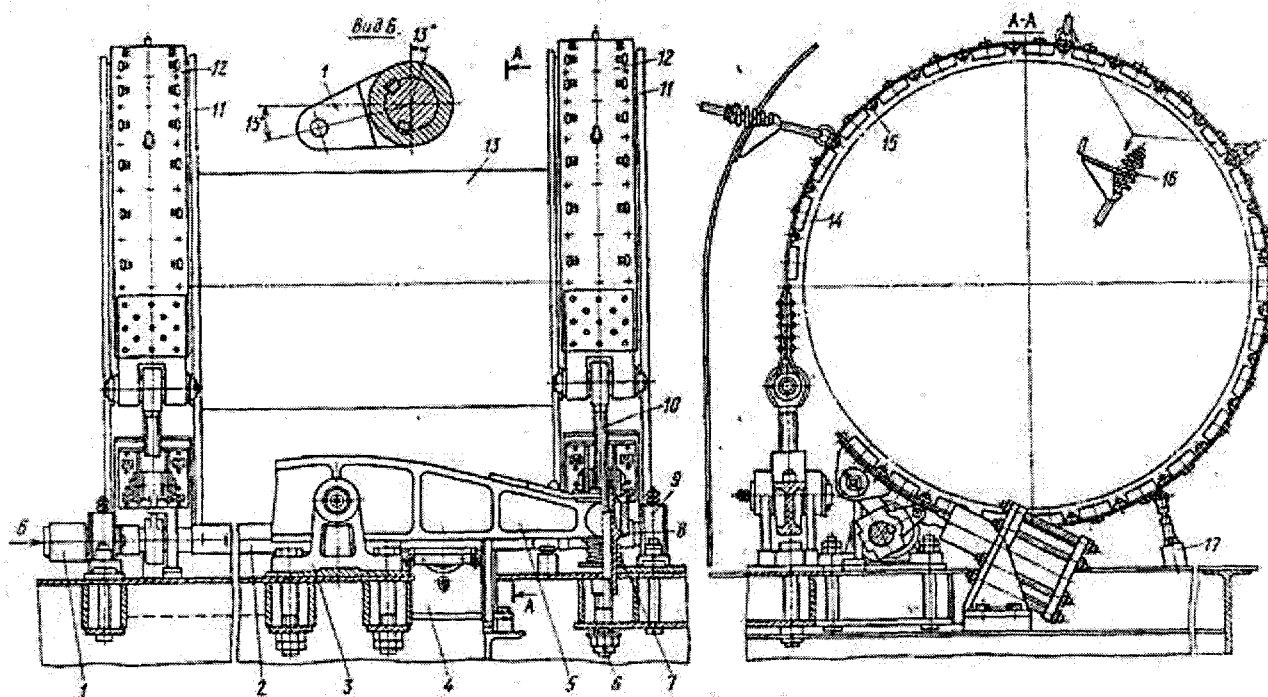
- тормозной момент должен быть достаточным для надежного удержания колонны труб наибольшей массы, соответствующей допускаемой грузоподъемности лебедки;
- привод тормоза должен обеспечить плавное регулирование тормозного момента и мягкую посадку на стол ротора колонны;
- тормоз должен растормаживаться одновременно с включением лебедки и исключать самопроизвольное торможение и расторможение;
- температура на поверхности трения фрикционной пары должна соответствовать допускаемой температуре нагрева материала пары;
- конструкция тормоза должна исключать самопроизвольное торможение и расторможение и обеспечить легкость управления, удобство и доступность осмотра, регулирования и замены износившихся деталей и узлов.

Установка тормозных шкивов непосредственно на барабан лебедки требует увеличения необходимого тормозного момента. Однако при отсутствии промежуточных звеньев между тормозом и талевым канатом обеспечивается надежность и безопасность торможения.

В ленточном тормозе рабочий элемент – гибкая металлическая лента с фрикционными накладками, которые прижимаются к тормозным шкивам при угловом смещении одного из концов ленты.

Ленточный тормоз - основной тормоз буровой лебедки. Он предназначен для остановки и удержания в неподвижном состоянии бурильной колонны и другого инструмента, спускаемых и поднимаемых из скважины. Ленточный тормоз при необходимости может быть использован в качестве вспомогательного. Например, в случаях отказа или недостаточного тормозного

момента вспомогательного тормоза лебедки для снижения скорости спуска колонны труб в скважину используется ленточный тормоз. При отсутствии регулятора подачи долота ленточный тормоз служит для поддержания осевой нагрузки на долото и подачи буровой колонны по мере углубления забоя скважины.



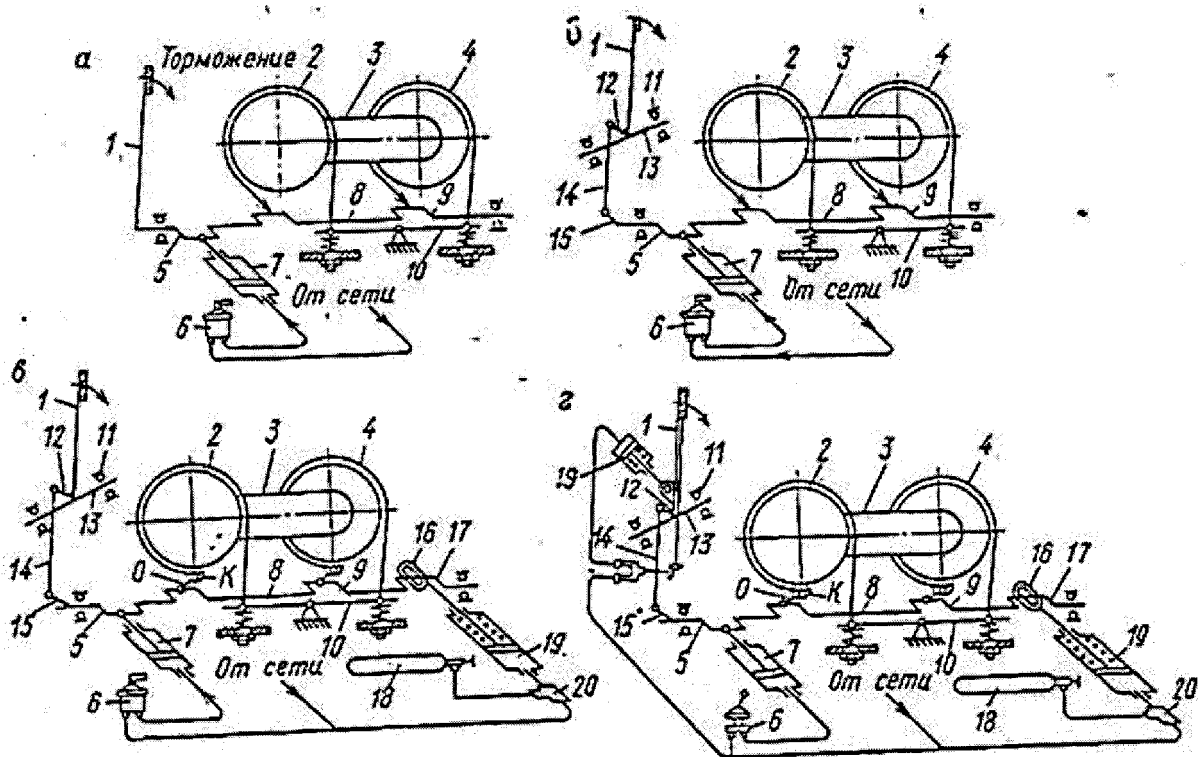
1-рычаг; 2-коленчатый вал; 3-стойка балансира; 4-рама лебедки; 5-балансиры; 6-шпильки; 7-пружина; 8-резьбовые стаканы; 9-корпус подшипников коленчатого вала; 10-болты; 11-тормозные шкивы; 12-тормозные ленты; 13-барaban лебедки; 14-тормозные накладки; 15-дистанционные планки

Рисунок 1.1 – Общий вид 2-х ленточного тормоза буровой лебедки

Кинематические схемы ленточного тормоза буровых лебедок показаны на рисунке 1.2.

Барaban лебедки - наиболее тихоходный орган в кинематической цепи подъемного механизма. Однако при отсутствии промежуточных звеньев тормозом и талевым канатом обеспечиваются подъёмность и безопасность торможения лебедки.

Концы ленты соединяются с балансирами 10 и шатунными шейками 9 коленчатого вала 8. Конец ленты, соединяемый с балансирами, принято называть набегающим, а противоположный, соединяемый с коленчатым валом - сбегаящим. Сбегаящие концы лент, обхватывающие тормозные шкивы под углом более 270° , соединяются с коленчатым валом посредством обоими О и кронштейнов К. При торможении коленчатый вал поворачивается и сбегаящие концы лент перемещаются по дуге, описываемой радиусом шатунных шеек.



a – У-2-2-11; У-2-5-5; б – ЛБУ-1100; в – ЛБУ-1700; ЛБУ-3000; г – У2-300

Рисунок 1.2 - Кинематические схемы ленточных тормозов лебёдки

После выбора свободного хода фрикционные накладочки принимаются к тормозным шкивам. Величина свободного хода зависит от радиальных зазоров между фрикционными накладками и тормозными шкивами, образующихся при растормаживании. Направления вращения барабана при спуске должно совпадать с направлением углового смещения тормозных лент торможения лебедки. В случае вращающиеся шкивы будут затягивать тормозные ленты и благодаря этому уменьшается усилие, необходимое для торможения. При подъеме тормозные шкивы, вращаясь в обратном направлении, будут отбрасывать тормозные ленты и тем самым способствовать растормаживанию лебедки одновременно с включением ее привода.

Основным параметром ленточного тормоза является тормозной момент создаваемый ленточным тормозом. Тормозной момент, приложенный к тормозным шкивам с целью остановки колонны при спуске и удержанием ее в неподвижном состоянии. Тормозной момент, создается ленточным тормозом в результате трения между фрикционными колодками и тормозными шкивами. В зависимости от грузоподъемности лебедки выбирается или проектируется тормоз, обеспечивающий необходимый тормозной момент. Диаметр шкива зависит от диаметра бочки барабана лебёдки; ширина ленты зависит от ширины шкива; толщина ленты зависит от ширины ленты; число колодок зависит от угла охвата шкива тормозной лентой, от угла охвата одной колодкой, от угла зазора между колодками.

1.2 Дисковые тормоза

Дисковый тормоз будет не только актуален в бурении, но и так же на различных судах и в горнодобывающем оборудовании.

На рисунке 1.3 представлен пример использования дискового тормоза в барабане подъемной машины.

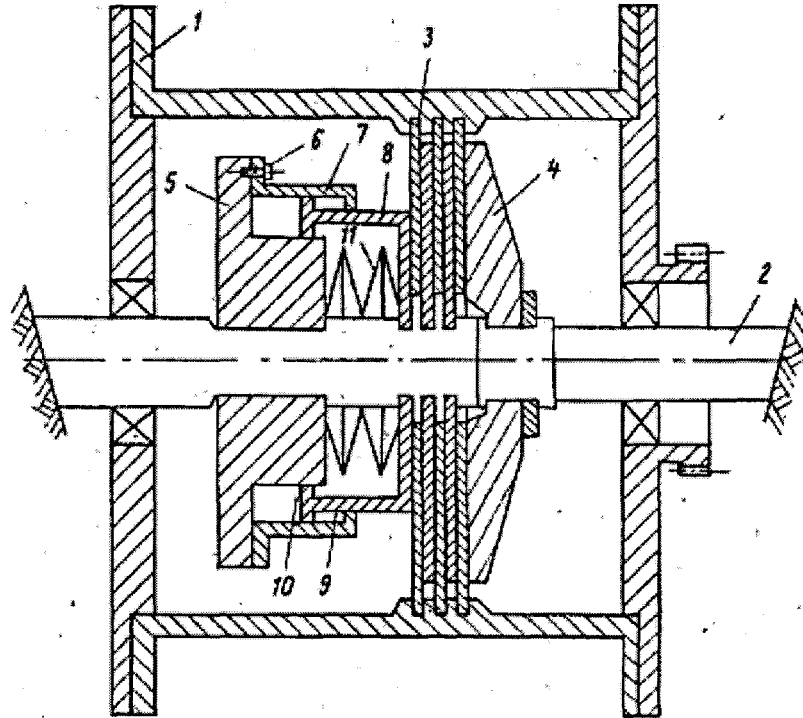


Рисунок 1.3 - Дисковый тормоз внутри барабана

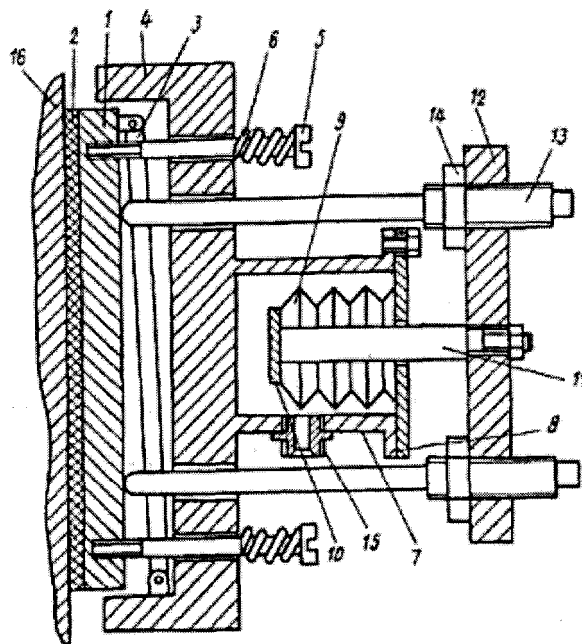


Рисунок 1.4 - Дисковый тормозной механизм

Дисковый тормоз состоит из барабана 1, внутри которого установлена неподвижная направляющая 2 в виде вала со шлицами, на который насажены фрикционные диски 3. На неподвижной направляющей 2 неподвижно закреплены неподвижная колодка 4 и опорная рама 5, обработанная по периферии ступенчато, на одной из ступенек которой с помощью болтов 6 закреплен полый диск 7, который вместе с опорной рамой 5 и нажимным диском 8 образует две камеры 9 и 10, имеющие штуцера для подвода масла от гидропривода (не показаны), Между нажимным диском 8 и опорной рамой 5 на неподвижной направляющей 2 установлены тарельчатые пружины 11. Дисковый тормоз работает следующим образом. В исходном положении предварительно сжатые тарельчатые пружины 11 воздействуют на нажимной диск 8, который сжимает пакет фрикционных дисков 3, т. е, тормоз становится постоянно замкнутым. Для выключения тормоза необходимо подать масло под давлением в камеру 9, при этом нажимной диск 8 переместится, сжимая тарельчатые пружины 11, и освободит фрикционные диски 3. Тормоз выключен и барабан 1 свободно вращается. Для включения тормоза масло необходимо слить из камеры 9, при этом тарельчатые пружины 11 передвигают нажимной диск 8, который сжимает пакет фрикционных дисков 3. При поломке тарельчатых пружин 11 экстренное торможение можно осуществить, подавая масло под давлением на камеру 10, при этом нажимной диск 8 своим торцом сожмет пакет фрикционных дисков 3 к неподвижной колодке 4 и барабан 1 остановится. Преимуществом предложенного устройства по сравнению с известными является то, что за счет замены охватывающих барабан лебедки колодок на дисковые тормоза и изменения конструкции самого барабана в сторону уменьшения уменьшится металлоемкость на один тормоз до 360 кг. Установка дискового тормоза позволит аннулировать блок водяного охлаждения, включающий бак, трубопроводы и насос, которые устанавливаются к тормозным лебедкам колодочного типа. Все это позволит сэкономить крупную сумму на один станок и дополнительно 240 кг металла.

Кроме данного типа тормоза применяются еще внешние типы тормозов, которые работают снаружи барабана

1.3 Достоинства и недостатки гидравлических дисковых систем буровых лебедок

Система гидравлического дискового тормоза - новейшее слово в нефтяном оборудовании!

Система гидравлического дискового тормоза состоит из:

- двух тормозных дисков, которые монтируются на барабане буровой лебедки,
- остряка тормоза, установленного на опорном рычаге,
- шкафа управления, в котором находится рукоятка тормозного рычага и устройство гидравлического привода.

С помощью плеча рычага язычок тормоза применяет силу сжатия пружины на обе стороны тормозного диска.

Гидравлическое давление, необходимое для приведения в движение остряка тормоза, вырабатывается устройством гидравлического привода, который включает в себя:

- два плунжерных насоса постоянного напора;
- электрический шестеренчатый насос для добавления присадки к маслам, фильтрации, циркуляции и охлаждения;
- один ручной объемный аварийный поршневой насос.

Одного плунжерного насоса достаточно, чтобы обеспечить энергию, необходимую тормозной системе, второй насос является резервным.

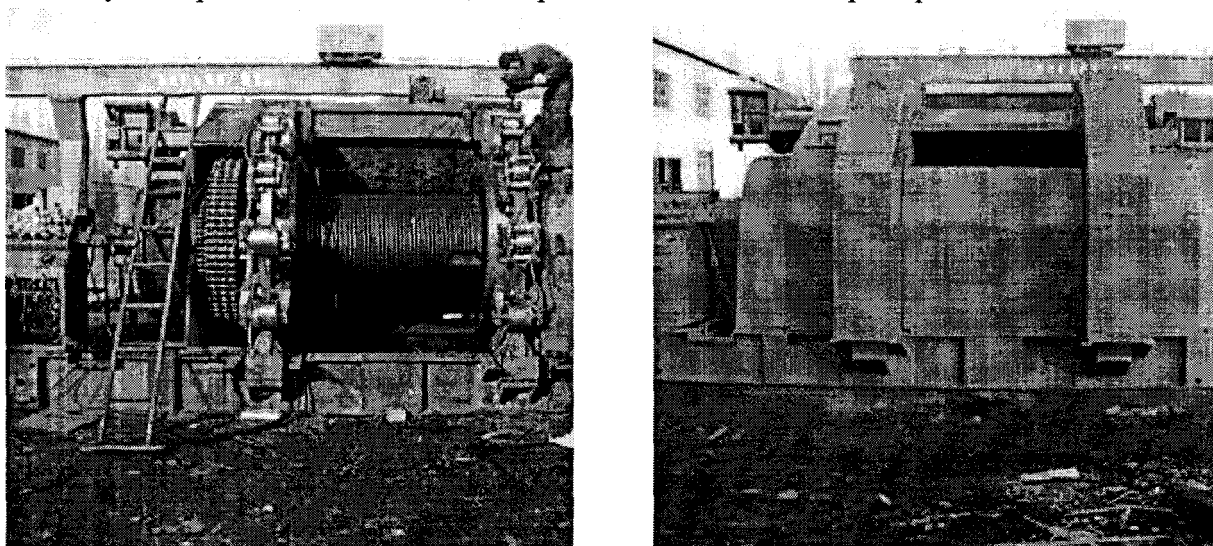


Рисунок 1.3- Система гидравлического дискового тормоза в открытом и закрытом виде

Гидравлический аккумулятор выполняет две функции: во-первых, он является краткосрочным источником питания для тормозной системы, а во-вторых, делает реакцию на срабатывание тормозной системы более чувствительной.

Основной тормозной клапан обеспечивает нормальную работу буровой лебедки и контролирует основной тормоз.

Аварийный тормозной клапан используется в аварийных ситуациях или при применении тормоза после того, как бурильщик покинет кабину управления. Он подсоединяется к вентиляционной выработке для срочного торможения (если включены клапана предупреждения столкновения или пневмотормоза).

В настоящее время система гидравлического дискового тормоза используется на буровых установках для бурения на глубину от 1000 метров (3280 футов) до 7000 метров (23000 футов).

Производством системы гидравлического дискового тормоза занимается США, Германия, Россия и Китай.

1.4 Сопоставительный анализ тормозных систем буровых лебедок

Преимущества ленточных тормозов:

- простота конструкции;
- компактность;
- способность развивать большие тормозные моменты, увеличивающиеся с ростом угла обхвата.

В подъемно-транспортных машинах применяются главным образом простые ленточные тормоза.

В то же время ленточные тормоза имеют следующие недостатки, из-за которых они вытесняются более рациональными тормозными механизмами.

Недостатки ленточных тормозов:

- ленточный тормоз создает значительную силу, изгибающую тормозной вал;
- распределение давления и износа по дуге обхвата неравномерно;
- тормозной момент ленточного тормоза зависит от направления вращения тормозного шкива;
- обрыв стальной ленты тормоза влечет за собой аварию, поэтому эксплуатационная надежность ленточных тормозов ниже надежности колодочных тормозов.

Но по эффективности, габаритам, ресурсу, ремонтоспособности, скорости срабатывания он значительно уступает дисковому тормозному механизму. Повышение всех вышесказанных характеристик позволит с большей эффективностью проводить работы, связанные с бурением и разведкой.

Основным недостатком дискового тормоза является ремонтоспособность. Замена дисков производится путем разбора всего барабана, при котором будет потрачено много времени. Так же появляется нужда в изготовлении деталей крупного диаметра и обеспечения точных и плотных посадок что заметно расширяет технологический процесс на изготовление.

Система гидравлического дискового тормоза - новейшее слово в нефтяном оборудовании.

Отличие от ленточного тормоза:

- большая подъемная мощность, простота в эксплуатации и быстросрабатывание;
- меньшее время простоя при замене - около десяти минут (в отличие от 6 часов, которые требуются для замены ленты ленточного тормоза);
- высокая точность в управлении, возможность автоматического пуска и подъема бурильного инструмента и автоматического бурения;
- наличие дистанционного управления;
- наличие резервной системы;
- низкий уровень шума, не нарушающий экологического баланса;
- отсутствие большой отдачи тормозного рычага, как у ленточного тормоза;
- возможность работы при температуре от -30 до +50⁰С.

Основным недостатком гидравлических дисковых тормозов является ремонтоспособность. Замена дисков производится путем разбора всего барабана, при котором будет потрачено много времени. Так же появляется нужда в изготовлении деталей крупного диаметра и обеспечения точных и плотных посадок что заметно расширяет технологический процесс на изготовление.

1.5 Постановка задач исследования

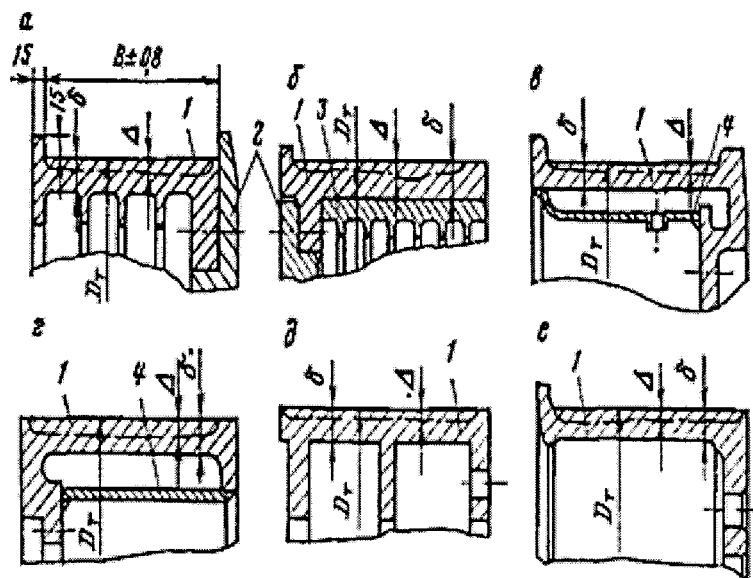
- 1) На базе патентно-литературного обзора отработать методику исследования стойкости тормозных шкивов буровых лебедок.
- 2) Подобрать КИП и инструментальные средства для проведения исследований.
- 3) Разработать методику подготовки образцов для проведения исследований.
- 4) Проверить работоспособность и адекватность исследуемых параметров.

2 Аналитические исследования работы тормозных шкивов буровых лебедок

2.1 Анализ материалов тормозных шкивов барабана буровых лебедок

Тормозной шкив представляет собой стальной литой цилиндрический обод шириной $b = 0,150,3$ м и диаметром D_T до 1,6 м с ребордой, при помощи которой он крепится к барабану лебедки. Эта же реборда служит для увеличения жесткости шкива. Сам шкив изнашивается быстрее, чем барабан, и должен быть сменным.

По конструктивному оформлению шкивы тормозов могут иметь весьма разнообразные исполнения. В большинстве случаев они литые. Конструкции с ребрами для воздушного охлаждения, отлитыми за одно целое со шкивом, можно использовать в условиях эксплуатации на севере. Шкивы с вставным литым алюминиевым ребристым барабаном для охлаждения широкого распространения не получили из-за сложности изготовления. Конструкции с камерами охлаждения можно успешно использовать в лебедках, применяемых в районах с умеренным и жарким климатом при бурении с небольшим числом СПО.



а – с ребрами жесткости, увеличивающими поверхность теплоотдачи; б – с запрессованным алюминиевым ребристым барабаном; в, г – с камерой для водяного охлаждения; д, е – без устройства для отвода теплоты; 1 – шкив; 2 – реборда барабана лебедки; 3 – охладитель кольцевой; 4 – кожух камеры кольцевого охлаждения; D_T – диаметр шкива тормоза

Рисунок 2.1 – Конструкции шкивов тормозов

Толщину шкивов δ рассчитывают с учетом износа A , допускаемого в пределах 0,4 - 0,5 его толщины. Ширина b должна быть на 5 - 10 мм больше ширины тормозных колодок.

Тормозные шкивы изготавливают из стали марок 35ХНЛ и 30ХМЛ с термической обработкой — закалкой и высоким отпуском. Можно изготавливать шкивы из стали других марок (5ХГСЛ, 20ХМЛ и др.) с соответствующей термообработкой.

Таблица 2.1 – Коэффициенты трения и давления фрикционных пар тормозных систем

Материалы фрикционной пары		Коэффициент трения μ при		Давление, кПа		
фрикционный	металлический	отсутствии смазки	случайном попадании смазки	для тормоза подъема	для тормоза спуска	предельно допустимое
Тканая тормозная лента типа А	Чугун	0,35-0,40	0,32-0,35	588,4	294,2	1176,9
	Сталь	0,35-0,40	0,30-0,35			
Вальцованная лента типа Б	Чугун	0,42-0,48	0,35-0,4	784,6	392,3	-
	Сталь	0,42-0,48	0,35-0,4			
Ретинакс	Чугун	0,3-0,38	-	1176,8	784,6	588,4

2.2 Анализ материалов колодок тормозных систем буровых лебедок

Колодки тормозные — фрикционные изделия, работающие в тормозных механизмах и предназначенные для создания за счет сил трения сопротивления движению. Применяются для обеспечения необходимой эффективности торможения в тормозных устройствах при кратковременной температуре до +600°C и удельном давлении до 5,0 МПа.

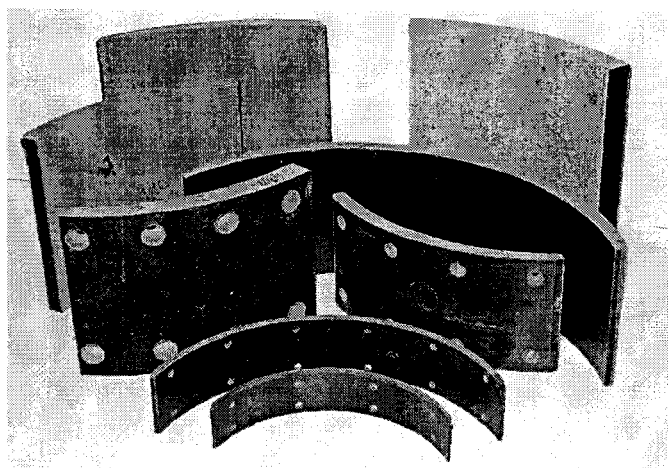


Рисунок 2.2 - Тормозные колодки буровых лебедок

Тормозные колодки рекомендуют применять стандартных размеров из различных фрикционных материалов: тканевые, из прессованного асбестового волокна с металлической сеткой или специальных пластмасс и других

фрикционных материалов. Материал для изготовления тормозных колодок должен обладать высоким коэффициентом трения (0,4 – 0,5), большой прочностью, теплостойкостью, обеспечивать небольшой износ колодок и тормозного шкива и хороший отвод тепла.

Тормозные колодки могут быть различных типов: твердые прессованные и мягкие тканевые. Имеется также много различных промежуточных типов прессовано-тканевых колодок. Чем больше твердость колодок, тем меньше их износ, но тем быстрее изнашиваются тормозные шайбы. Мягкие тканевые колодки сами изнашиваются быстрее, но при этом износ тормозных шкивов меньше. Коэффициент мягких колодок обычно выше, чем твердых. Для лебедок глубокого бурения наилучшими являются прессованные колодки средней твердости.

Для колодок применяют асбестокаучуковые материалы 6КХ – 1 и ретинакс ФК – 24А, в которой связкой служат фенолформальдегидные смолы. Колодки из ретинакса можно применять при удельной нагрузке 5 – 6 МПа и скорости торможения 50 – 60 м/с. Теплостойкость поверхности этого материала до 1000 °С. Твердость ретинакса НВ 33, плотность $2 \cdot 10^3$ кг/м³.

2.2.1 Особенности использования ретинакса в качестве материала колодок

Коэффициент трения накладок, уже обгоревших в процессе работы, значительно выше, чем у нового сырого материала. Поэтому, чтобы получить с первых же торможений высокое значение коэффициента трения, следует провести термообработку материала Ретинакс, заключающуюся в нагревании поверхности трения материала до 400—420° С (т. е. до начала выгорания легких составляющих фенолформальдегидной смолы) без свободного доступа окисляющей среды (например, в песке) до прекращения обильного дымовыделения. Хотя Ретинакс при нагреве выше 450° С и не сгорает, но интенсивность его изнашивания резко возрастает. И все же в тормозных узлах с температурой 1000, 600 и 400° С износостойкость колодок из материала Ретинакс выше, чем износостойкость других видов фрикционных материалов, соответственно в 3, 6 и 10 раз. Прирабатываемость колодок из Ретинакса несколько затруднена вследствие его высокой износостойкости и изменения фрикционных свойств неработавшего материала под действием температуры (в связи с падением коэффициента трения). Поэтому в случаях применения указанного материала необходимо добиваться возможно более полного прилегания колодок к тормозному шкиву, протачивая для этого шкив и колодки. Для получения оптимальной прирабатываемости пары трения и получения максимальных начальных значений коэффициента трения рекомендуется наносить на поверхность трения металлического элемента пары мягкий теплопроводный слой. В настоящее время исследовательские работы по изучению свойств Ретинакса широко ведутся в различных областях

машиностроения и диапазон тормозных устройств с использованием этого материала непрерывно расширяется. Широкая экспериментальная проверка Ретинакса на тормозах шагающих экскаваторов, где температура нагрева достигает 360°C при давлении $7\text{--}12\text{ кПа}$ и где за одно торможение выделяется до 660 ккал (работа торможения примерно равна $2,6\text{--}10\text{ кГм}$), показала значительное преимущество его перед другими существующими типами фрикционных материалов как по износоустойчивости, так и по стабильности величины коэффициента трения. Поверхности трения шкивов тормозных устройств в процессе работы полировались без заметных царапин или задиров. Срок службы тормозных накладок из Ретинакса оказался в $10\text{--}13$ раз выше, чем из других материалов. Хорошую работоспособность Ретинакс показал также в тормозах буровых лебедок [194], где температура достигает 600°C при давлении $p = 6\text{--}10\text{ кГ/см}^2$. В этих тормозах износостойкость материала Ретинакс оказалась в $6\text{--}7$ раз выше, чем у асбокаучукового материала БКХ-1.

2.3 Установление основных факторов влияющих на долговечность работы тормозных шкивов и колодок

На процесс изнашивания рабочих поверхностей деталей машин оказывают влияние различные факторы, которые можно разделить на две группы:

- 1) факторы, влияющие на износостойкость деталей;
- 2) факторы, влияющие на изнашиваемость деталей.

Под изнашиваемостью подразумевается свойство материала детали поддаваться изнашиванию. Изнашиваемость есть свойство противоположное износостойкости. Факторы влияющие на износостойкость деталей: качество материала детали и качество рабочей поверхности детали. К факторам влияющим на изнашиваемость детали относятся: вид трения сопрягаемых деталей; характер и величина удельных нагрузок на поверхности трения; относительные скорости перемещения трущихся поверхностей; форма и размер зазора между сопряженными поверхностями; условия смазки трущихся поверхностей; наличие. Размер и форма абразива, участвующего в процессе трения и физико-механические свойства абразива.

Качество материала детали характеризуется его физико-механическими свойствами (прочностью, твердостью, вязкостью), которые в свою очередь определяются химическим составом и структурой. Твердость оказывает наибольшее влияние на износостойкость материала. При выборе материала для деталей, работающих при удельной нагрузке, кроме твердости, следует учитывать ещё его вязкость во избежание повышения хрупкости. При изготовлении деталей бурового и нефтепромыслового оборудования, работающего в сложных условиях, широко применяются высокопрочные

хромистые, хромоникелевые и другие легированные стали со значительной вязкостью.

На износостойкость металлов и сплавов большое влияние оказывает их химический состав и структура. Наиболее износостойкий сплав – сталь имеющая мелкозернистую структуру. Введение в состав стали добавок кремния, марганца, хрома, никеля, молибдена и вольфрама повышает износостойкость.

Следующим важным фактором, влияющим на износостойкость деталей машин, является качество поверхности трения после механической обработки. Качество обработанной поверхности характеризуется совокупностью геометрических параметров и физико-механических свойств поверхностного слоя материала (чистота, шероховатость поверхностей). На износостойкость поверхностей влияет способность материала детали смачиваться смазкой – способность удерживать на себе слой смазки определенной толщины.

Важнейшим фактором изнашивания является внешнее механическое воздействие – вид трения (качение, скольжение) скорость относительного перемещения трущихся поверхностей, величина и характер давления при трении. Износ при трении качения меньше чем при трении скольжения. Удельные нагрузки также оказывают большое влияние на характеристики процесса в поверхностных слоях металла. С увеличением давления увеличивается площадь контакта трущихся поверхностей и интенсивность изнашивания.

Тормозные системы буровых лебедок предназначены для создания усилия в ведущей струне, обеспечивающего надежное удерживание в статическом состоянии колонны максимального веса, на который рассчитаны установки; поглощения мощности при спуске колонны на длину одной свечи с наибольшей допустимой скоростью, контролируемой торможением, и остановки в конце спуска; плавной подачи буровой колонны по мере углубления скважины при бурении за счет регулирования тормозного момента. При спуске буровой колонны развивается большая мощность, и поглощение ее механическими тормозами ограничивается предельно допустимыми температурами, возникающими на поверхностях трения, и возможностью отвода выделяемой теплоты этими тормозами. Предельная температура поверхностей трения обычно ограничивается 500 С. При более высоких температурах резко ухудшаются фрикционные качества тормозных колодок и прочность поверхности шкива. Спуск тяжелых колонн с большой скоростью и резким торможением приводит к тому, что местная температура на поверхностях трения достигает 1000 С и более.

Для выполнения всех требуемых операций в буровых лебедках необходимо предусматривать два вида тормозов: главный тормоз (останова), вспомогательный тормоз, регулирующий скорость спуска и поглощающий часть выделяющейся при этом энергии, и специальный механизм для регулирования скорости подачи долота при бурении.

2.4 Методика расчета тормозных систем буровых лебедок

2.4.1 Расчет главного тормоза.

Первый этап расчета главного тормоза лебедки определение требуемого тормозного момента M_T и размеров тормоза: количества и диаметра тормозных шкивов D_T и его ширины B .

В скважину спускают колонны разного веса с различными скоростями. Скорости спуска обеспечиваются вспомогательным и главным тормозами. Торможение при остановке осуществляет только главный тормоз, который поглощает в этот период всю энергию движущейся колонны и связанных с ней частей.

Нагрузки на крюке и усилие в ведущей струпе каната при остановке зависит от времени и пути торможения, а также возникающих при этом динамических сил. Так как время торможения ничем не ограничивается и зависит только от оператора, во избежание возникновения чрезмерных динамических нагрузок, которые могут привести к обрыву каната, усилия на тормозных шкивах должны всегда создавать натяжение каната меньше его разрывного усилия в целом (H), т. е. должно соблюдаться неравенство

$$R_d \sim k_T F D_T / D_e \eta_l = P_{B \max}, \quad (2.1)$$

где k_T — коэффициент запаса торможения (правилами Госгортехнадзора установлен 1,5—2,0 при наибольшей нагрузке на крюке);

F — общая тангенциальная сила трения на обод их тормозных шкивов при неподвижной колонне, H ;

D_T — диаметр тормозного шкива, m ;

$z = 2$ — число тормозных лент;

D_e — наибольший диаметр навивки, определяемый по формуле (VII.13), m ;

$\eta_l = 0,85—0,95$ — к. п. д. лебедки;

$P_{B \max}$ — расчетное максимальное усилие в ведущей струне каната, H .

Тормозное усилие на одном шкиве определяется из формулы (2.1)

$$F_1 = \frac{P_{B \max} D_e \eta_l}{z D_T}. \quad (2.2)$$

Диаметр тормозных шкивов (в m) выбирают в пределах

$$D_T = (1,65 / 2,75) D_B, \quad (2.3)$$

где D_B — диаметр барабана лебедки, m .

Чем меньше диаметр барабана D_B , тем больше должно быть отношение D_T/D_B .

Ширина тормозной шайбы (м) $D \setminus B = (0,15/0,3)$.

При проектировочных приближенных расчетах тормоз лебедки может рассматриваться как простой ленточный тормоз (рис. 2.1 а), в котором гибкая лента с фрикционной накладкой нажимает на тормозной шкив. В этом случае для предварительного определения тангенциальной силы $F = S_n - S_c$ на шкиве тормоза можно пользоваться зависимостью Эйлера

$$S_n S_c e^{\mu \alpha} . \quad (2.4)$$

Увеличение угла позволяет реализовать требуемый тормозной момент при меньших габаритах тормоза, однако увеличение угла охвата связано с усложнением конструкции системы управления. Наиболее простой она получается при угле $\alpha < 285^\circ$ (около 5 рад). В этом случае возможно непосредственное соединение сбегających концов тормозных лент с коленчатым валом системы управления.

При большем угле охвата становится необходимым применение шатунов между коленчатым валом и сбегающими концами лент и роликовых упоров, обеспечивающих равномерность зазора между накладками лент и шкивами при растормаживании по всей дуге контакта. В связи с этим лишь четверть лебедок зарубежного производства имеет угол охвата $320+330^\circ$, и только 10% их составляют лебедки с $345^\circ \leq \alpha \leq 350^\circ$.

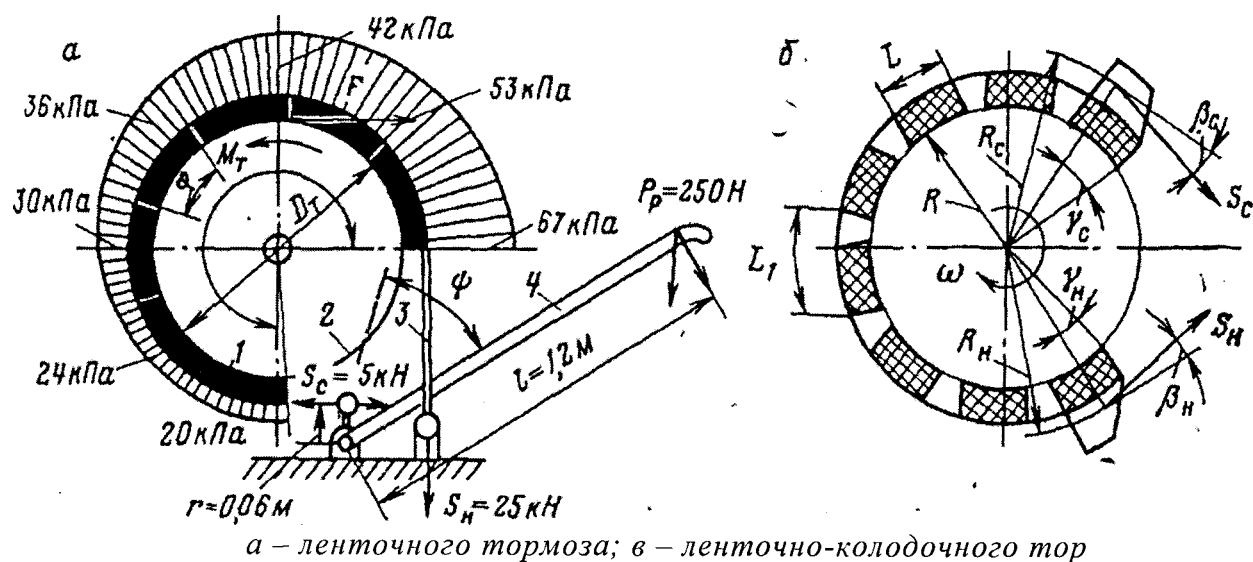


Рисунок 2.1 - Расчетная схема ленточного тормоза тормоза

Следует учитывать, что коэффициент трения μ — величина переменная, зависящая от весьма многих факторов: скорости скольжения, удельной нагрузки, температуры, смазки, материалов шкива и колодки, размер в поверхностях контакта и т. д.

Таблица 2.2 - Коэффициенты трения

Пара трепки	Коэффициент трения μ сухих поверхностей
— Сталь — Чугун	0,25—0,45(<0,5)
— Сталь или чугун — феррадо или райбест	0,35—0,45
— Сталь — ретинакс ФК-24А	0,35—0,65
— Чугун — порошковые металлические колодки	0,35—0,55

Сила трения F на тормозном шкиве уравновешивается разностью натяжений набегающей S_n и сбегающей S_c концов ленты

$$F = S_n - S_c . \quad (2.5)$$

2.4.2 Расчет колодочно-ленточного тормоза

В буровых лебедках применяют ленточно-колодочные тормоза, в которых вследствие деформации ленты при довольно большой толщине колодок происходят их неравномерные прилегания к поверхности шкива. В ленточно-колодочном тормозе лента нажимает на тормозной шкив через систему отдельный и колодок из фрикционного материала. Такие тормоза рассчитывают, подобно ленточным, по формулам трения гибких тел. Однако сила трения в ленточно-колодочном тормозе изменяется не непрерывно, а скачкообразно, поэтому расчетные формулы при ограниченном числе колодок отличаются от формулы Эйлера.

При неограниченном возрастании числа колодок ($n \rightarrow \infty$) выражение для определения силы торможения будет приближаться к уравнению Эйлера, На рис. IX. 15, а показаны расчетная схема простого ленточного тормоза и распределение удельной нагрузки по углу охват α ленты.

В ленточно-колодочном тормозе (2.1 б) удельная нагрузка по длине колод и распределяется неравномерно (рис 2.2) и тормозной момент, создаваемый отдельной колодкой (в $H \cdot m$),

$$M_{и} = (S_{он} - S_{ос}) R_{б} \text{ или } M_{и} = S_{он} R_{б} \left[\frac{\cos(\frac{\varphi}{2} + \rho)}{\cos(\frac{\varphi}{2} - \rho)} \right]^{n-1} \left[1 - \frac{\cos(\frac{\varphi}{2} + \rho)}{\cos(\frac{\varphi}{2} - \rho)} \right], \quad (2.6)$$

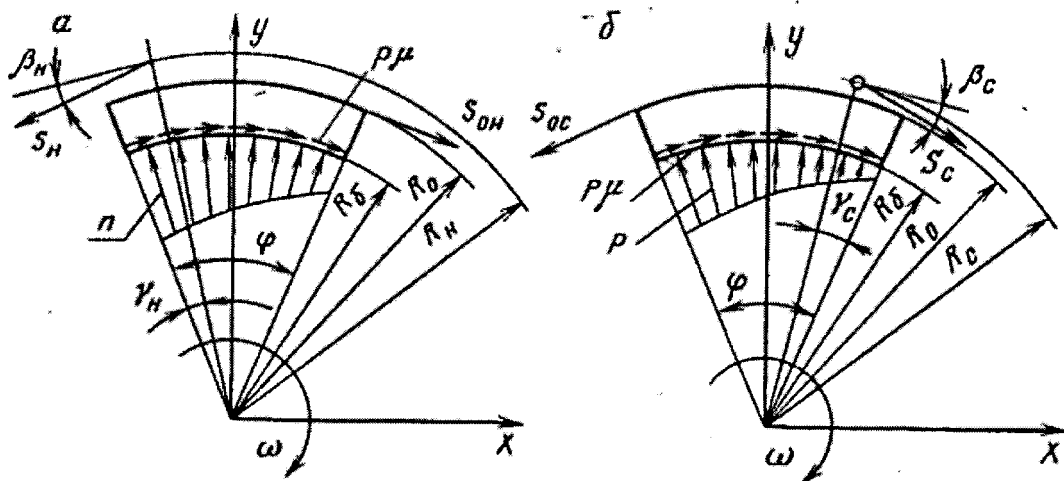
где $S_{он}$ и $S_{ос}$ — усилия соответственно набегающего и сбегающего концевколодки, H ;

$R_{б} = D_T / 2$ — радиус шкива тормоза, m ;

φ — угол охвата одной тормозной колодки, $рад.$;

ρ — угол трения, $рад.$;

n — число колодок.



Концы ленты: а — набегающая; б — сбегающий

Рисунок 2.2 - Расчетная схема колодки тормоза

Полный тормозной момент, создаваемый тормозом на одном шкиве, можно выразить как

$$M_T = \sum_{n=1}^n M_n \text{ или } M_T = S_n R_0 \left[1 - \frac{\cos(\frac{\varphi}{2} + \rho)}{\cos(\frac{\varphi}{2} - \rho)} \right] \sum_{n=1}^n \left[\frac{\cos(\frac{\varphi}{2} + \rho)}{\cos(\frac{\varphi}{2} - \rho)} \right]^{n-1} = S_n R_0 \left| 1 - \left[\frac{\cos(\frac{\varphi}{2} + \rho)}{\cos(\frac{\varphi}{2} - \rho)} \right]^n \right| \quad (2.7)$$

Тангенциальная сила торможения

$$F = S_n \left| 1 - \left[\frac{\cos(\frac{\varphi}{2} + \rho)}{\cos(\frac{\varphi}{2} - \rho)} \right]^n \right| \quad (2.8)$$

В связи с тем, что уточненный расчет ленточно-колодочного тормоза довольно трудоемок, в КБ заводов его рассчитывают на ЭЦВМ [9]. Для этого исходная информация для расчета заносится в бланк исходных данных для ЭЦВМ.

Программа для расчета на машине строится так, чтобы она выдавала все необходимые величины для сбегающего и набегающего концов ленты. Для анализа действующих нагрузок 3 расчета ведут для минимальных и максимальных значений коэффициента трения.

При минимальном коэффициенте трения усилия на органах управления тормозом будут максимальные, и они принимаются для расчета элементов на прочность.

Важными параметрами ленточных тормозов являются скорость трения колодки о шкив, удельная нагрузка, от которых зависят ширина тормоза В и износ колодок и тормозной поверхности шкива.

Скорость трения на тормозном шкиве v (м/с)

$$\vartheta_m = \vartheta_k u_T D_T / D_6, \quad (2.9)$$

где u_T — кратность полиспаста талевой системы.

Наибольшее давление между лентой и тормозным шкивом возникает на поверхности контакта набегающего конца ленты S_n со шкивом, и, постепенно уменьшаясь, оно достигает минимального значения на контакте сбегающего конца ленты S_c со шкивом (см. рис. IX. 15, а).

Удельная нагрузка между колодкой и шкивом (в Па): наибольшая $\rho_{max} = 2S_n / D_T B$, наименьшая $\rho_{min} = 2S_c / D_T B$. Длина соприкосновения колодок со шкивом (м)

$$L = n D_T \frac{n\varphi}{360}, \quad (2.10)$$

Площадь поверхности трения (в м²)

$$P_{тр} = 2B\pi D_T n \frac{\varphi}{360}.$$

Средняя удельная нагрузка (в Па)

$$P_{cp} = \frac{P_{max} + P_{min}}{2}, \quad (2.11)$$

Допускаемое максимальное значение P_{cp} зависит от свойств выбранных материалов шкивов и колодок тормозных лент. Для наиболее широко используемых в настоящее время материалов $0,2 \leq P_{cp} \leq 0,7$ МПа. Более высокие удельные нагрузки ускоряют износ тормозных колодок и снижают долговечность тормоза.

Мощность торможения (кВт)

$$N_T = P_{тр} P_{cp} \mu \vartheta_{ш}, \quad (2.12)$$

где $\vartheta_{ш} = \pi D_T \frac{n_i}{60}$ — скорость на ободе шкива при торможении, м/с;

n_i — частота вращения барабана лебедки при торможении, об/мин.

Секундная удельная мощность трения при торможении (кВт/м²)

$$N_{уд} = P_{cp} \vartheta_{ш} \mu = N_T P_{тр}. \quad (2.13)$$

Удельные нагрузки и мощность трения для ленточных тормозов различных буровых лебедок приведены в табл. 2.1

Таблица 2.3 - Характеристики ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок

Завод (фирма)	Тип лебедки	$D_T, м$	$B, м$	$V_{ш}$ м/с	Удельная нагрузка, МПа			$N_{уд,2}$ кВт/м
					P_{max}	P_{min}	P_{cp}	
ВЗБТ	БУ75	1,18	0,23	25	0,58	0,090	0,230	2,87
	Бр-70	1,18	0,25	25	0,58	0,090	0,390	4,87
	ЛБ-700	1,18	0,25	25	0,76	0,116	0,388	4,85
УЗТМ	У2-4	1,45	0,25	24	0,82	0,125	0,472	5,66
	У2-5-5	1,65	0,28	30	0,85	0,130	0,450	6,75
	У2-3000	0,935	0,18	18	0,65	0,100	0,375	3,78
«Нэйшенл»	20S	1,07	0,21	20	0,95	0,146	0,553	5,53
	55	1,17	0,26	25	0,81	0,122	0,466	5,82
	110-М	1,27	0,26	24	1,20	0,182	0,691	8,29
	110-М	1,37	0,26	29	0,80	0,122	0,461	6,68
	1320-Е	1,57	0,26	30	0,87	0,132	0,561	8,41
	1625-Е							

2.4.3 Силы, действующие в рычажном механизме тормоза

В ленточных тормозах буровых лебедок набегающий конец ленты необходимо прикреплять к балансиру лебедки, а подвижный — к коленчатому валу, на который действует только сила натяжения сбегающего конца ленты, создающая на нем момент. Этот момент уравнивается моментом M_p , создаваемым силой, прикладываемой к тормозному рычагу, и моментом M_n , создаваемым силой P_n , приложенной к кривошипу коленчатого вала штоком пневмоцилиндра, т.е.

$$2M_T = M_p + M_n = 2S_c r \cos \varphi, \quad (2.14)$$

где $r \approx 0,04-0,06$ —радиус кривошипа от неподвижного шарнира до точки крепления к подвижному концу ленты;

φ — угол поворота коленчатого вала, градус.

Подвижный конец ленты в момент полного торможения должен быть расположен под углом к оси кривошипа близким к 90° .

Усилие на тормозной рукоятке при $M_n = 0$.

$$P_p = \frac{2rS_c \sin \beta_2}{\eta l \cos \beta_1}, \quad (2.15)$$

где l — длина тормозного рычага, м (для ручного тормоза обычно $l=1,2-1,6$);

$\eta = 0,9 \div 0,95$ — к.п.д. рычажной системы;

β_1 — угол между сбегающим концом ленты и осью кривошипа;

β_2 — угол между осью рычага и лентой (меняется от 80° перед началом торможения до $10—15^\circ$ в конце торможения).

При ручном торможении длительное усилие рабочего на тормозной рукоятке должно быть до 250Н. Максимальный момент, который должна развивать пневматическая система торможения, $M_{п} > 1,6M_{т}$.

Тормоз буровых лебедок следует рассчитывать так, чтобы путь, проходимый крюком при торможении во время спуска, не превышал величины h_k , определяемой по зависимости $h_k = v_{кc}^2/3$, где $v_{кc}$ — скорость спуска в начальный момент торможения (в м/с). Путь торможения (в м) на ободу шкива тормоза

$$h_{\theta} = \frac{u_r h_k D_T}{D_i} . \quad (2.16)$$

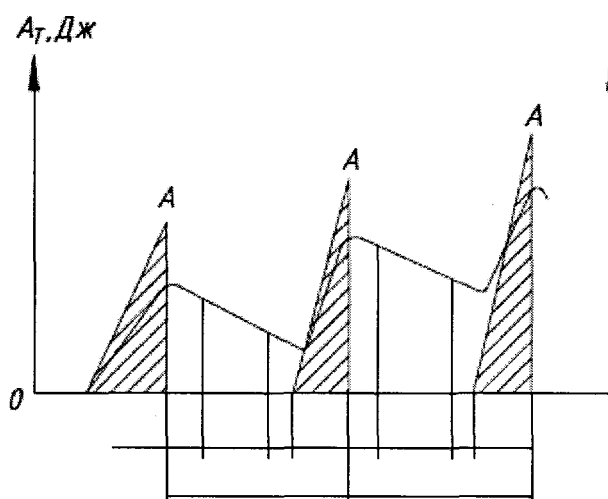
Для приближенных расчетов может быть принят прямолинейный закон изменения скорости при торможении, тогда время торможения (в с)

$$t_T = 2h_k/v_{кc} . \quad (2.17)$$

Поскольку момент, развиваемый тормозом, зависит от усилия приложенного к тормозному рычагу и пневмоусилителю, на которые воздействует оператор, время торможения может изменяться в широких пределах. При резком торможении в подъемной системе могут создаваться большие динамические нагрузки, поэтому в буровых лебедках, рассчитанных на канаты определенного диаметра, нельзя произвольно применять канат меньшего или большего диаметра. В первом случае канат может быть оборван при резком торможении даже при правильном выборе его диаметра по статической нагрузке. Во втором случае увеличится путь торможения из-за недостаточного тормозного момента, хотя прочность каната будет соответствовать расчетной нагрузке.

2.4.4 Тепловой расчет главного тормоза

При спуске буровой колонны в процессе выделяется значительное количество энергии поглощается тормозной системой буровой лебедки. При торможении энергия превращается в сильный нагрев тормозных колодок и шкивов и приводит к их быстрому изнашиванию. Одновременно с повышением температуры тормозных шкивов и колодок уменьшается коэффициент трения, что заставляет бурильщика увеличивать усилие на тормозном рычаге и тем самым повышать нагрузку на колодки, что ускоряет их износ.



A_T — работа торможения; t — температура; τ — время; τ_0 — продолжительность остановки; $\tau_{пз}$ — время подъема незагруженного элеватора; τ_T — время торможения; t_n — время цикла спуска свечи

Рисунок 2.3 - График работы и нагрева тормоза при спуске колонны

При эксплуатации буровых лебедок без регулирующего тормоза тормозные колодки иногда срабатываются в течение одного-двух спусков буровой колонны.

В процессе спуска происходит постоянное чередование периодов торможения и спусков колонны, периодов подъема нагруженного элеватора и периодов пауз, причем вес спускаемой колонны за каждый цикл увеличивается на вес одной свечи.

На рис. 2.3 приведен схематичный график работы тормоза буровой лебедки при спуске колонн. Время цикла τ_T равно сумме времени торможения τ_T при спуске, времени пауз τ_0 (обработка свечей) и времени подъема ненагруженного элеватора $\tau_{пз}$. Заштрихованные площади треугольников A_{i-1} , A_i , ..., A_{i+1} соответствуют работе торможения за каждый цикл (Дж).

Главные тормоза рассчитывают на нагрев по количеству выделяемой теплоты при спуске на длину свечи колонны наибольшего веса (площадь A_{i+1} , на рис. IX. 16). Меньший вес буровой колонны в предыдущий момент спуска в расчете не учитывают.

Количество работы, которое должна поглотить тормозная система при спуске колонны на длину одной свечи (Дж),

$$A = P_{\text{вус}} l_c, \quad (2.18)$$

где $P_{\text{вус}}$ — натяжение ведущей струны при спуске, определяемое по формуле (VII,43), Н;

l_c — длина свечи, м.

Так как величины коэффициентов теплоотдачи приведены к единице времени 1 с, условно можно принимать, что количество выделяемого в тормозе тепла за 1 ч будет (кВт/ч)

$$Q_{\varepsilon} = Az \cdot 3,6, \quad (2.19)$$

где z - число свечей, спускаемых за 1 ч.

При установившемся тепловом состоянии вся выделяемая теплота во время торможения отдается в окружающую среду и воде, подаваемой для охлаждения, т. е. должно быть.

$$Q_{\varepsilon} = Q_{от} \quad (2.20)$$

где $Q_{от} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$.

Количество излучаемой теплоты (кВт/ч)

$$Q_1 = (c_1 \Pi_1 + c_2 \Pi_2) \left[\left(\frac{273+t_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{273+t_2}{100} \right)^4 \right], \quad (2.21)$$

где $c_1 = 2 \dots 3$ Вт/(м²К) - коэффициент излучения от полированной поверхности тормозного шкива площадью Π_1 ;

$c_2 = 8 \div 12$ Вт/(м²К) - коэффициент излучения от шероховатых поверхностей площадью Π_2 ;

Π_1 и Π_2 - площади поверхности шкива, излучающие теплоту, м²;

t_1 - температура нагрева шкива, °С;

t_2 - температура окружающей среды, °С.

Количество теплоты, отводимой конвекцией воздуха, при вращающихся шкивах (кВт/ч),

$$Q_2 = c_3 \Pi_3 (t_1 - t_3) (1 - ПВ) \cdot 3,6, \quad (2.22)$$

где $c_3 = 12-25$ Вт/(м²К) - коэффициент теплоотдачи от неподвижного шкива воздуху;

Π_3 - площадь поверхности шкива, отводящей теплоту конвекцией, м²;

$ПВ = 0,4 - 0,6$ - относительная продолжительность включения.

Количество теплоты, отводимой конвекцией воздуха, при вращающихся шкивах (кВт/ч),

$$Q_3 = (t_1 - t_2) \sum f_i C_{4i} \sum f_i C_{4i} \cdot 3,6 \cdot 3,6 \cdot ПВ, \quad (2.23)$$

где $\sum f_i$ - площадь боковых кольцевых поверхностей шкивов, м²;

$C_{4i} = 15 v_i^{0,8}$ Вт/(м²К) - коэффициенты теплоотдачи кольцевых поверхностей вращающихся тормозных шкивов;

v_i - скорости соответствующих кольцевых поверхностей, м/с.

Количество теплоты, отводимой водой охлаждения (кВт/ч),

$$Q_4 = c_5(t_1 - t_3)P_4 \cdot 3,6, \quad (2.24)$$

где c_5 - коэффициент теплоотдачи от тормозных шкивов к воде ($c_5 \leq 4,6$ кВт/м²К) при скорости течения воды более 0,15 м/с;

$c_5 = 1,1 \div 2,3$ кВт/(м²К) при скорости течения воды менее 0,15 м/с;
 $t_3 = 60 - 85$ °С - температура отводимой воды;

P_4 - площадь поверхности шкива, омываемой водой, м².

Количество воды для охлаждения тормозных шкивов (л/ч)

$$q = \frac{Q_4}{c_p(t_3 - t_4)}, \quad (2.25)$$

где $c_p = 4,185$ кДж/(кг·К) - теплоемкость воды;

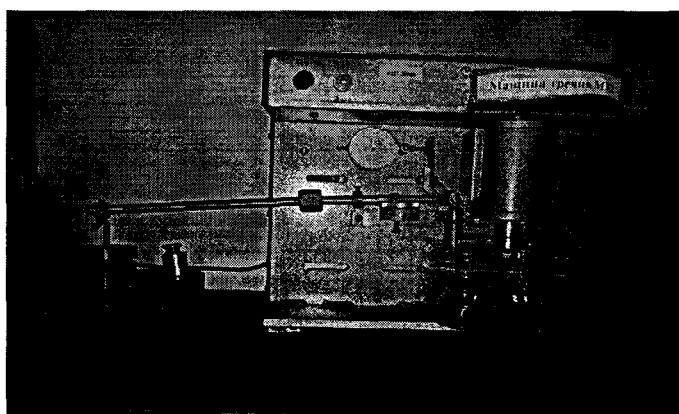
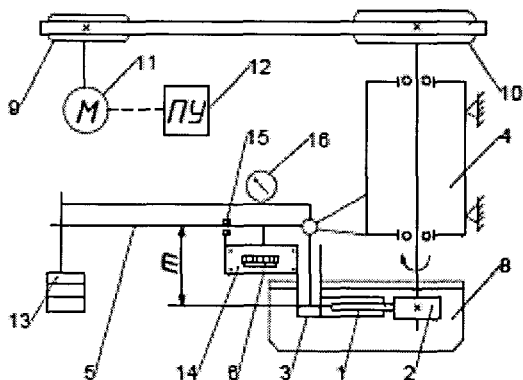
Главный тормоз нужно рассчитывать на поглощение всей теплоты, выделяющейся при спуске колонн; однако для уменьшения износа механических тормозов лебедки оборудуют вспомогательным тормозом, который рассчитывают на поглощение 75 - 85% всей выделяющейся теплоты Q_ε , т.е.

$Q_5 = (0,75 \div 0,85)Q_\varepsilon$. Эта теплота Q_5 должна рассеиваться его поверхностью, а также отводиться охлаждающей водой.

3 Экспериментальные исследования

3.1 Описание стенда для экспериментальных исследований

Машина для испытаний материалов на трение и износ МТ-2 позволяет, меняя величину вышеуказанных факторов, определять изнашиваемость материалов и триботехнические (смазочные, противоизносные и противозадирные) свойства жидкостей.



1-стержень; 2-контробразец; 3 - держатель; 4-шпиндель; 5 - механизм нагружения; 6 - измеритель силы трения; 7 - измеритель износа образцов; 8 - чаша; 9,10-клино-ременная передача; П-электродвигатель; 12-пульт управления 13-груз; 14-пластина; 16-фиксатор; 16-указатель износа

Рисунок 3.1 - Кинематическая схема машины трения МТ-2

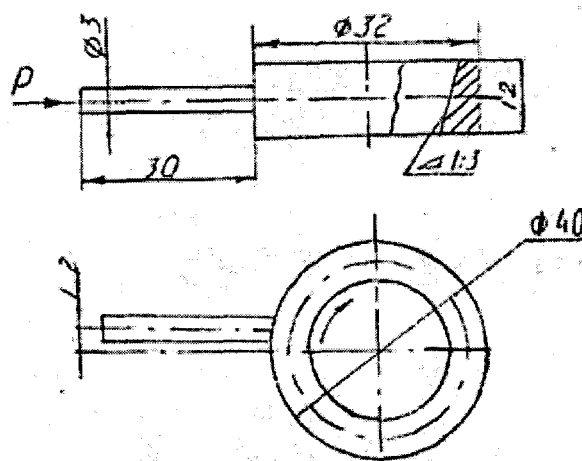


Рисунок 3.2 - Устройство к принципу работы машины МТ-2

Принцип действия машины заключается в истирании образца-стержня с контробразцом, прижатых друг к другу силой P (рис.3.1). В чашу 8 наливают испытываемую или стандартную жидкость, в которую погружают пары трения.

Взаимосвязь всех узлов и механизмов машины представлена на кинематической схеме.

Электродвигатель 11 через клиноременную передачу 9,10 вращает шпиндель 4. На валу установлен контробразец 2, а в держателе образца 3 стержень 1. Величину силы прижатия, образцов регулируют грузами 13 механизма нагружения 5.

В процессе испытания измеряют силу трения, возникающую в контакте пар трения; величину износа образцов; силу и удельную нагрузку прижатия образцов. По значению данных параметров и продолжительности испытания рассчитывают коэффициент трения, скорость износа и удельную нагрузку.

Машина собрана на станине, состоящей из опорной плиты и плиты стойки. К задней стороне стойки прикреплен электродвигатель. Продольное отверстие в стойке позволяет регулировать натяжение клинового ремня шкивов. Вся верхняя часть машины закрыта крышкой, под которой находится клиноременная передача.

На передней стороне стойки прикреплен шпиндель 4 с держателем 3 контробразца. К шпинделю шарнирно прикреплен механизм нагружения 5, на котором установлены держатель образца 3 с измерителем силы трения 6 и измерителем износа образцов 7.

Держатель контробразца предназначен для фиксации стержня на валу шпинделя с помощью конусной посадки, шайбы, прижимной гайки.

Держатель образца предназначен для фиксирования стержня на контакте с контробразцом и передачи нагрузки на стержень. Держатель установлен на оси (пальце), являющейся одновременно коротким плечом рычага 1 механизма нагружения. от проворачивания вокруг оси патрон удерживается пластиной. Стержень цанговым держателем установлен вовнутрь патрона и зафиксирован винтом. Для облегчения извлечения стержня на патрона цангового держателя имеется выступающий буртик. Стержень держателя выступает на 2...3 мм.

По мере износа стержень извлекают на необходимую длину. Положение стержня регулируют визуально, затем снова фиксируют.

Механизм нагружения предназначен для создания нагрузки на испытываемых образцах. Нагрузку создаёт груз 13, установленный на подвеске. Нагрузка на образцы передаётся от груза через, рычаг 5, закрепленный шарнирно к корпусу шпинделя, и держатель образца 1, установленный на другом плече рычага 5. Величину нагрузки, приложенной к образцу, устанавливают. в соответствии с заданным удельным давлением набором грузов весом в 4,0 Н каждый.

Величину силы прижатия определяют по формуле

$$P=K_1 \cdot G , \quad (3.1)$$

где K_1 - коэффициент пропорциональности .

$$K_1=1/m. \quad (3.2)$$

где K_1 - коэффициент пропорциональности;
 l -длина большого рычага механизма нагружения;
 m - длина малого рычага механизма нагружения;
 G - вес груза, Н.
 Удельная нагрузка прижатия образцов равна

$$q = P/S_{cr}, \quad (3.3)$$

где S_{cr} - площадь контакта трения, равная площади, поперечного сечения стержня.

Измеритель силы трения

Для измерения силы трения на машине служит пластина 14 размером 110x20x2 мм. Один конец пластины жестко прикреплен к корпусу патрона 3, а другой - к рычагу 5. С помощью фиксатора 15 под действием силы трения $F_{тр}$. пластина прогибается. Величина прогиба измеряется индикатором 6. Следовательно и показание индикатора после остановки вращения контрольного образца 2 сохраняется. После снятия нагрузки и отрыва образца от контрольного образца прогиб пластины устраняется, а стрелка индикатора возвращается на ноль.

Сила трения, равна

$$F_{тр} = K_2 \cdot F, \quad (3.4)$$

где K_2 - коэффициент пропорциональности;
 F - показатель индикатора.

Коэффициент трения рассчитывают по формуле

$$\varphi = \frac{F_{тр}}{D}. \quad (3.5)$$

Для измерения износа испытуемых образцов на машине служит индикатор 7. Он установлен на передней стороне стойки станины. По мере износа образцов рычаг - указатель износа 16 перемещается пропорционально износу, время испытания образцов измеряют секундомером.

Скорость износа образцов определяет по формуле

$$a_m = \frac{\Delta l \cdot b \cdot D}{\Delta t}, \quad \frac{\text{мм}}{\text{ч}}. \quad (3.6)$$

Для испытания образцов в смазочной среде необходимый объем жидкости в чаше 8 составляет 120..200 мл. Чашу с жидкостью подводят до погружения испытательных образцов 1 и 2 под уровень жидкости и устанавливают на подставку. После установки чашки можно проводить испытания образцов.

3.2 Методика постановки экспериментов

Испытания на износостойкость

Целью испытания на износостойкость является изучение поведения контактных поверхностей двух деталей 1 и 2, находящихся в относительном движении и прижатых друг к другу с определенной силой (рисунок 3.3). Между этими деталями обычно находится промежуточный слой 3 вещества, которое может замедлить или, наоборот, ускорить изнашивание. Испытания можно проводить на модели либо анализируя износ элементов реальной промышленной установки.

Испытания на модели - обычно скоростные - проводят в более жестких, чем на практике, условиях. Хотя к результатам испытаний на модели следует относиться с осторожностью, последние распространены довольно широко.

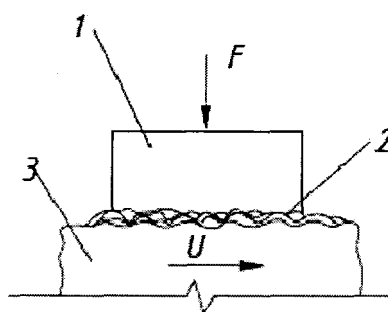


Рисунок 3.3 - Схема испытания на износостойкость

Одной из основных причин изнашивания деталей машин и режущих инструментов является усталость материала в поверхностных слоях при упругом деформировании и охрупчивание при повторном пластическом деформировании. При наличии в структуре трущихся материалов твердых частиц (например, карбидов железа, хрома и т. д.) возможно микрорезание этими частицами, т.е. абразивное изнашивание. Оно может иметь место также при наличии абразивных частиц в промежуточном слое. При значительной удельной нагрузке и относительно малой скорости резания часто наблюдается адгезионное изнашивание. При достаточно высокой температуре поверхностей трения развивается изнашивание, связанное с диффузией атомов одного из тел в другое. При этом могут изменяться химический состав и структура, а следовательно, и механические свойства поверхностных слоев, что способствует увеличению скорости других видов изнашивания. В некоторых случаях изнашивание может быть связано с окислением трущихся поверхностей, эрозией и т. д.

На рисунке 3.4 показаны различные схемы испытаний на износостойкость методом моделирования, которые проводятся на различных лабораторных установках. Испытуемый образец 1 с заданной силой F прижимается к периферии ролика 2 или торцу диска 3.

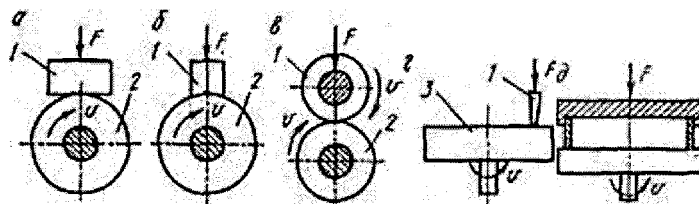


Рисунок 3.4 - Схемы испытаний на износостойкость методом моделирования

Приведенные схемы испытаний обеспечивают разный коэффициент взаимного перекрытия (отношение площадей трения контактирующей пары): от близкого к нулю (рисунок 3.2 а) до 1 (рисунок 3.2 б).

Для оценки в лаборатории износостойкости пары трения применительно к заданным эксплуатационным условиям необходимо:

- 1) обеспечить коэффициент взаимного перекрытия, который имеет место при эксплуатации;
- 2) обеспечить скорость скольжения, максимально приближающуюся к эксплуатационной;
- 3) подобрать такую нагрузку, при которой контактная температура будет соответствовать эксплуатационной;
- 4) определить фактическую площадь касания;
- 5) вычислить удельный износ.

Удельный износ будет совпадать с эксплуатационным при одинаковых параметрах шероховатости поверхностей в реальном узле и у испытуемых образцов.

Для определения износа материала и его распределения по поверхности трения применяют различные методы. Наиболее распространенным является метод измерения линейного износа, для чего измеряют размеры элементов пары трения до и после испытания.

Для измерения размеров пользуются микрометром, контактными или бесконтактными электрическими или пневматическими приборами.

Часто применяется также весовой метод измерения износа, при котором образцы взвешиваются до и после испытания. Однако этот метод не дает возможности определить закон распределения износа по поверхности трения. В случае неравномерного износа образцов его измерение удобно проводить при помощи профилографа.

Для измерения износа элементов пар трения в действующей машине хорошо себя зарекомендовал метод искусственных баз. В основе этого метода лежит косвенное определение износа по изменению размеров суживающегося углубления заранее известного профиля (рис. 3.3). Такое углубление можно получить вдавливанием конического или пирамидального индентора (рис.3.5а), вырезанием остроугольной лунки вращающимся резцом или шлифовальным кругом (рисунок 3.5 б).

Линейный износ Δb определяется по следующим формулам. Если размер диагонали пирамидальной лунки изменился от d_1 до d_2 , то

$$\Delta b = \frac{d_1 - d_2}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} . \quad (3.7)$$

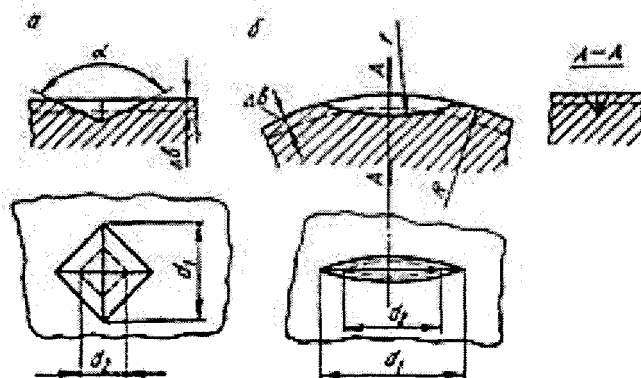


Рисунок 3.5 - Схемы искусственных баз для измерения износа

Если длина лунки радиуса r в результате изнашивания наружной цилиндрической поверхности изменилась от d_1 до d_2 , то

$$\Delta b = 0,125(d_1^2 - d_2^2) \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{2} \right), \quad (3.8)$$

а в случае измерения износа внутренней цилиндрической поверхности

$$\Delta b = 0,125(d_1^2 - d_2^2) \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{2} \right), \quad (3.9)$$

Для плоской поверхности

$$\Delta b = 0,125(d_1^2 - d_2^2)/r. \quad (3.10)$$

Объем продуктов изнашивания можно также определить путем химического анализа смазочного материала. Этот метод обладает высокой точностью, но не дает возможности оценить износ каждой из трущихся деталей.

3.3 Методика обработки экспериментальных данных

Цель испытаний – установление влияния материалов тормозных шкивов на параметры процесса износа (износ приработки, длительность приработки и др.)

Испытанию подвергались образцы в виде колец с наружным диаметром 50 мм, внутренним – 30 мм и высотой 15 мм. Образцы изготовлены из: сталь “Hardox 450”, сталь 110Г13Л, сталь 15 с наплавкой X10, серый чугун (HRC 61...63). Наружная цилиндрическая поверхность образцов подвергалась следующим видам обработки:

- шлифованию с получением шероховатости $Ra \leq 0,40$ мкм;
- шлифованию с последующим полированием до $Ra \leq 0,07$ мкм;
- шлифованию с последующим алмазным выглаживанием до $Ra \leq 0,20$ мкм;
- шлифованию с последующим выбронкатыванием до $Ra \leq 0,30...0,60$ мкм.

Каждый метод обработки исследовался на 2 образцах. Испытания проводились на лабораторной установке трения по образующей (рис. 3.4).

При испытаниях выполнялись следующие процедуры.

1) Взвешивание образцов перед испытанием на износостойкость. Взвешивание производилось на аналитических весах АД-200 с точностью измерений 0,1 мг. Взвешивание каждого образца повторялось не менее 3-х раз. Перед взвешиванием образцы тщательно промывались в керосине с последующей промывкой в ацетоне.

2) Испытание на установке трения. Режим трения: скорость скольжения $V_{тр} = 2$ м/с; контактное давление $q = 2,5$ МПа; рабочая среда – масло веретенное. Длительность испытания составляла 19 час (912 тыс. циклов).

3) Измерение массы образцов в период испытаний на износ. Измерения выполнялось через 1 час после начала испытаний, далее через 3, 7, 12 и 19 час. Порядок измерений массы образцов сохранялся таким же, как и при измерениях перед испытанием (см. п. 1).

4) При каждом снятии образцов с испытательной установки образцы подвергались визуальному осмотру с целью выявления дефектов на трущихся поверхностях – задиров, вырывов и других.

5) Полученные результаты взвешиваний после предварительной математической обработки заносились в таблицу 3.1.

Общее время испытаний — 95 часов, после каждых 19 часов испытания образцы извлекали из стакана и определяли их массу с точностью до 0,01 г, затем заменяли песок после его измельчения на свежий и проводили ещё 3 цикла по 24 часа с последующей заменой песка и взвешиваниями после каждого цикла. Завершение испытания было предусмотрено после того, как один из образцов потеряет массу не менее 0,05 г. Точность взвешивания и минимальная потеря массы были выбраны для возможности корреляции полученных результатов с испытаниями, регламентируемыми ГОСТ 17367-71.

Разработанная методика позволяет исследовать и анализировать износостойкость образцов в условиях чисто абразивного износа.

3.4 Результаты экспериментальных данных

Анализируя полученные данные по износу необходимо отметить, что в образце стали 15 с наплавкой Х10 (рис. 3.6), потеря массы образцом имела переменный характер, после первого цикла наблюдалась существенная потеря массы образца — 0,03 г, которая снижалась на втором и третьем цикле — до 0,01 г, а на четвёртом цикле возрастала — 0,02 г.

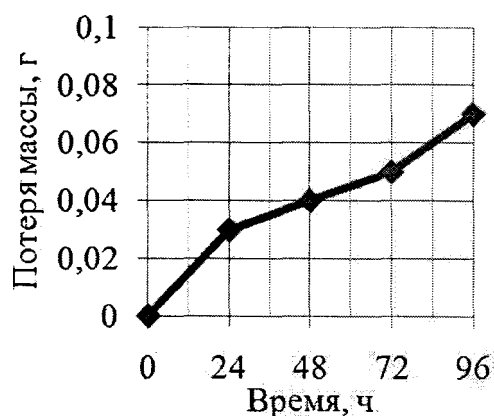
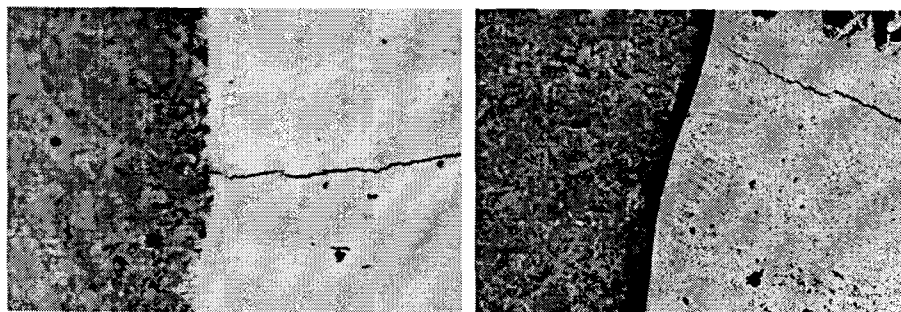


Рисунок 3.6 - Зависимость потери массы образца из стали 15 от количества циклов испытания



а — трещина от зоны сплавления;

б — трещина от поверхности наплавленного металла

Рисунок 3.7 - Микроструктура образца из стали 15 с наплавленным слоем

Металлографические исследования показали наличие значительного количества трещин в наплавленном металле, которые распространяются, как от зоны сплавления наплавленного металла с основным, (рис. 3.7, б), так и от рабочей поверхности, (рис. 3.7, а), что, вероятно, и являлось причиной резкой потери массы образцом.

Микроструктуры образца стали 15 с наплавленным слоем Х10 после испытания представлены на рисунке 3.7.

Исследование износостойкости образца серого чугуна СЧ 25 (рис. 3.8) показали, что его истирание было достаточно интенсивным и практически постоянным на протяжении всех четырех циклов испытаний. Потеря массы образцом после каждого цикла соответственно составляла 0,02 г, 0,01 г, 0,02 г, 0,01 г.

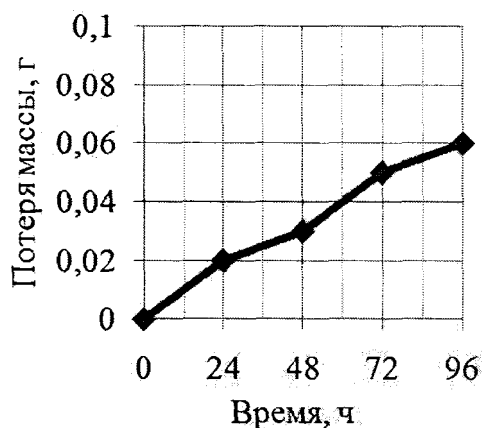
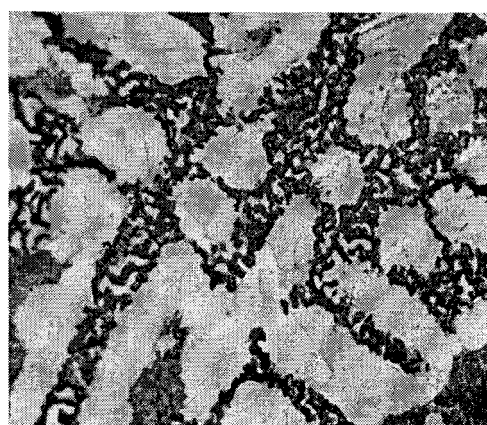


Рисунок 3.8 - Зависимость потери массы образца серого чугуна СЧ 25 от количества циклов испытания

На рисунке 3.9 представлены микроструктуры образца серого чугуна СЧ 25 до и после испытаний на износостойкость.



а — до испытания;



б — после испытания

Рисунок 3.9- Микроструктура серого чугуна СЧ 25, x500

Микроструктурный анализ показал, что вследствие абразивного воздействия на образец серого чугуна происходит структурирование графитной фазы и фосфидной эвтектики.

Форма включений графита в чугуне — пластинчатая завихренная ПГф2. Длина до испытаний — ПГд45, после — ПГд15. Распределение включений графита до испытания — ПГр1 равномерное, после — ПГр9 междендритное пластинчатое. Количество включений графита ПГ4.

Износ стали Hardox 450 (рис. 3.10), происходил также практически с одинаковой скоростью на всех 4-х циклах испытаний, но существенно меньшей, чем образец серого чугуна. После каждого цикла испытаний потеря массы составляла 0,01 г.

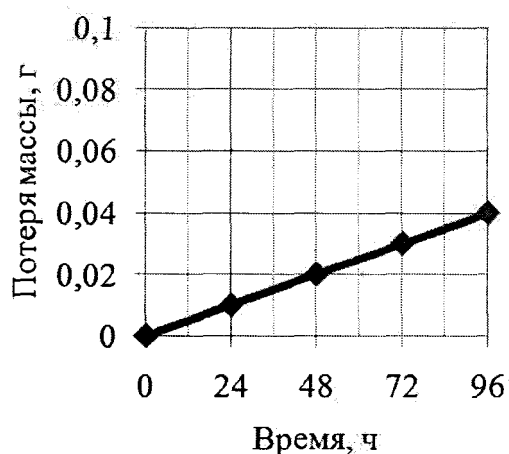
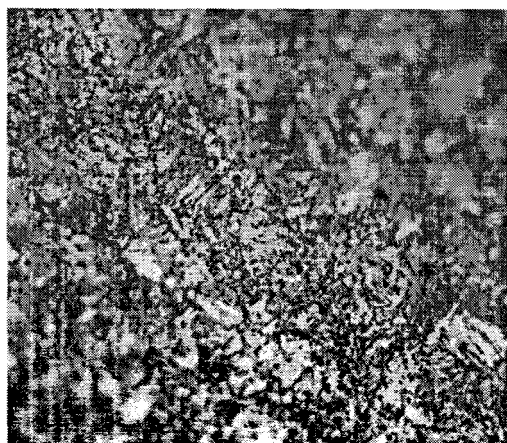
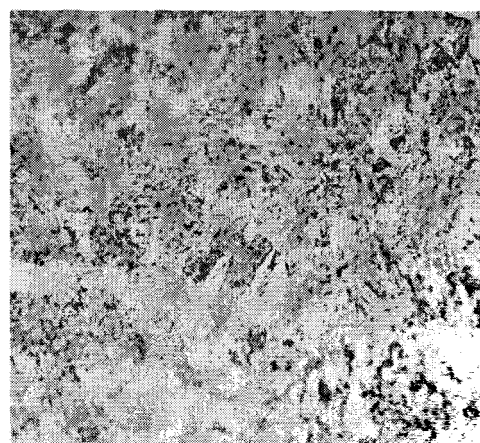


Рисунок 3.10 - Зависимость потери массы образца стали Hardox 450 от количества циклов испытания

Исследование микроструктуры показало, что происходит разупрочнение характерной для стали Hardox 450 структуры мартенсита, до испытания её бал был 2, после стал 8 (рис. 3.11, а).



а — до эксперимента;



б — после эксперимента

Рисунок 3.11 - Микроструктура образцов из стали Hardox 450, х500

Возможно, это происходило вследствие отпуска мартенсита из-за локальных нагревов поверхности образца во время контакта с абразивными частицами среды испытания, поэтому в структуре металла выявляется более мягкая ферритная фаза (рис. 3.11, б), что и объясняет равномерный износ поверхности образца на всех 4-х циклах испытания.

После первого цикла испытаний образец из стали 110Г13Л изначально, имеющий аустенитную структуру (рис. 3.11, а), имел существенную потерю массы — 0,02 г, однако уже на втором цикле потеря массы образцом снизилась до 0,01 г (рис. 3.12).

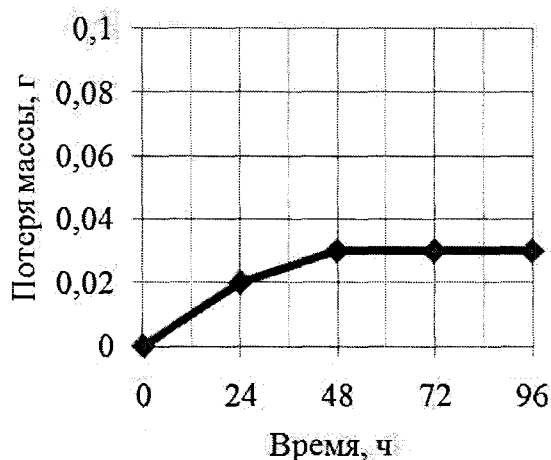


Рисунок 3.12 - Зависимость потери массы образца стали 110Г13Л от количества циклов испытания

Вероятно, это связано с проявлением характерного для стали 110Г13Л явления наклепа рабочей поверхности (рис. 13, б), образующегося вследствие интенсивного контакта абразива с поверхностью металла образца. На третьем и четвертом циклах потеря массы образца не наблюдалась.

На рисунке 3.13 представлены микроструктуры образцов из стали 110Г13Л до и после испытания.

Металлографическими исследованиями установлено, что до проведения испытаний структура стали 110Г13Л имела аустенитную структуру (зерно аустенита №6) с мелкими одиночными карбидами, (рис. 3.13, а).

На рисунке 3.13, б — в структуре поверхности образца после испытаний наблюдаются характерные для наклепанной поверхности линии скольжения. То есть, в процессе работы металл стали 110Г13Л претерпевает поверхностное упрочнение и становится устойчивым к абразивному износу, что объясняет отсутствие потери массы образцом на 3 и 4 циклах испытания.

Анализируя проведенные испытания на износостойкость исследуемых материалов (рис. 3.14) необходимо отметить, что максимальную потерю массы, а значит и максимальный износ показали образцы из стали 15 с наплавленным слоем Х10 — 0,07 г и из серого чугуна СЧ 25 — 0,06 г, соответственно

наименьший износ наблюдался у образцов из стали 110Г13Л и стали Hardox 450.



а — до проведения эксперимента;



б — после эксперимента

Рисунок 3.13 - Микроструктура стали 110Г13Л, х500

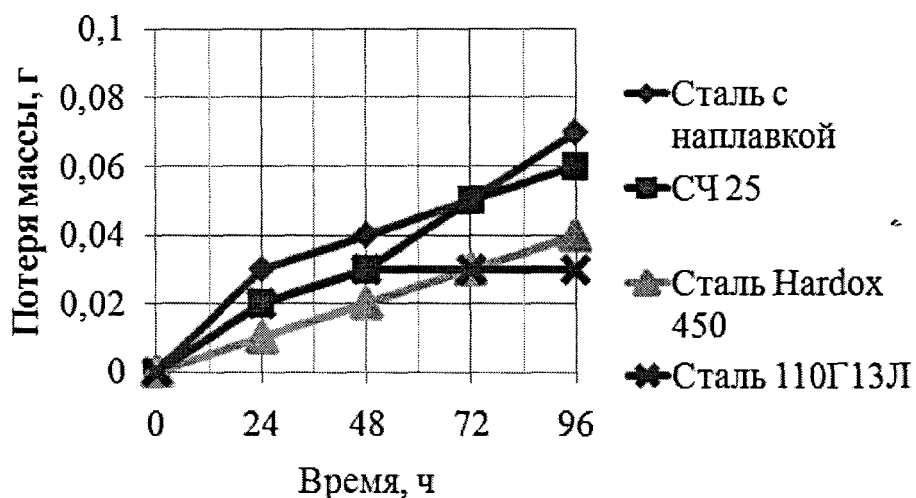


Рисунок 3.14 - Результаты сравнительного исследования образцов на абразивный износ

Сравнивая между собой потери массы сталью Hardox 450 — 0,04 г и сталью 110Г13Л — 0,03 г можно отметить, что на первом цикле образец из высокомарганцовистой стали изнашивался интенсивнее чем из стали Hardox 450, однако на втором цикле износ стали 110Г13Л стал снижаться, а на третьем и четвёртом циклах, где сталь Hardox 450 продолжала изнашиваться с прежней интенсивностью, у стали 110Г13Л износ практически не наблюдался. Учитывая эти результаты можно предположить, что при увеличении срока службы рабочих поверхностей деталей в реальных условиях разница в потере массы

рассмотренных материалов будет все больше проявляться. Поэтому сталь 110Г13Л показала наилучший результат в проведенной серии экспериментов.

Таким образом, комплексные исследования материалов тормозных шкивов позволили рекомендовать сталь 110Г13Л к использованию в качестве материала, работающего в условиях не только ударно — абразивного, но и чисто абразивного износа.

3.5 Сопоставление результатов аналитических и экспериментальных исследований

Аналитические исследования и опыт использования высокомарганцовистых сталей показывали, что для повышения стойкости необходима предварительная обработка давлением в целях повышения вязкости. Исследования на машине трения МТ-2 подтвердили гипотезу о возможном повышении стойкости, срока службы даже под действием давлений прижимаемого стержня.

3.6 Описание экспериментальной установки

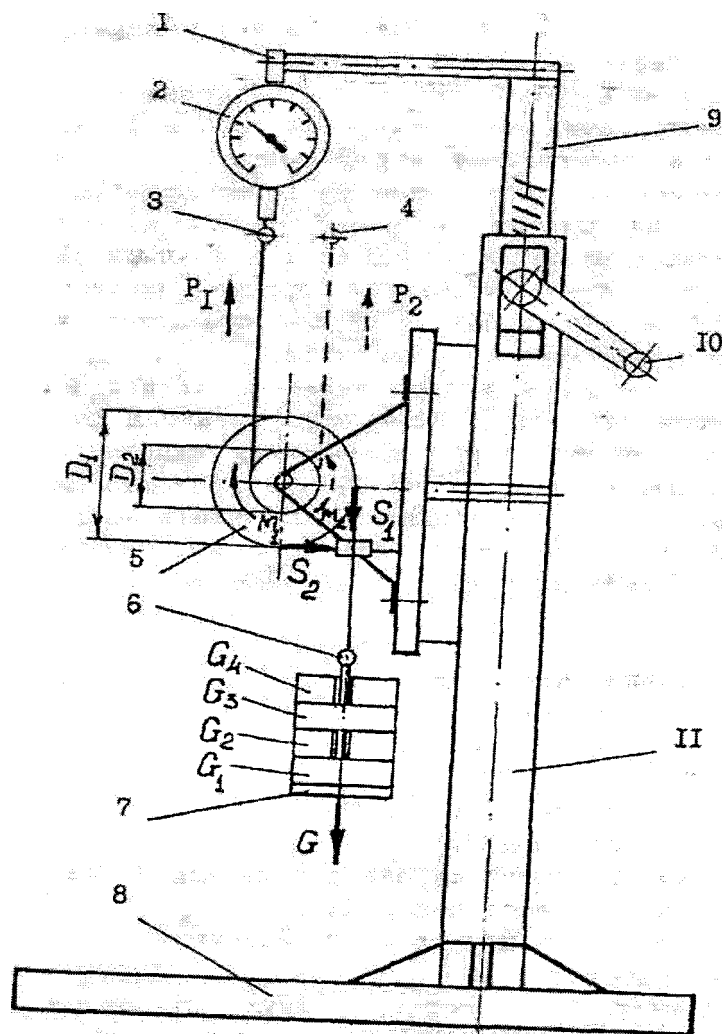
Экспериментальная установка для исследования показателей работы плашечного тормоза представлена на рисунке 3.15

Установка состоит из опоры 8 со стойкой 11, на которой закреплен барабан лебедки 5. На барабане диаметром D_2 намотан стальной трос, закрепляемый в точке подвеса 3 или к динамометру 2.

Изменение точка подвеса позволяет поменять направление вращения барабана лебедки.

При вращении барабана по часовой стрелке усилие торможения S_1 , зависящее от набора грузов G , будет приложено к набегающему концу ленты 12, если подвес стального троса к динамометру будет произведен в точке 4, как показано пунктиром на рисунке... при натяжении ходового конца талевого каната усилием P_2 барабан лебедки будет вращаться против часовой стрелки и усилие торможения S_1 будет приложено к сбегающему концу ленточного тормоза 12.

Усилие в «ходовом конце» талевого каната P_1 или P_2 создается за счет равномерного вращения рукоятки 10, что приводит к перемещению выдвигной рейки 9. Величина усилия P_1 или P_2 при равномерном натяжении стального троса должна обеспечивать начало проскальзывания тормозного шкива D_1 . Это усилие фиксируется динамометром 2, повешенном на кронштейне 1.



1 – кронштейн; 2 – динамометр; 3 – точка подвеса ходового конца каната, при вращении по часовой стрелке; 4 – точка подвеса ходового конца каната при вращении против часовой стрелки; 5 – подъемного барабана лебедки; 6 – точка подвеса груза к ленточному тормозу; 7 – грузы; 8 – опоры; 9 – выдвигающая рейка; 10 – рукоятка; 11 – стройка; 12 – лента тормоза

Рисунок 3.15 - Стенд для измерения усилий скольжения при сжатие

Результаты экспериментальных исследований

Таблица 3.1 - Исходные данные для экспериментальной работы

Параметры	Значения
1. диаметр тормозного шкива D_1 , мм	30 см
2. диаметр барабана D_2 , мм	30 см
3. ширина тормозного шкива B , мм	3 см
4. ширина тормозной ленты b , мм	2,5 см
5. материал трущейся поверхности тормозной ленты	Медь
6. угол охвата тормозного шкива лентой,	

градусов радиан	270
7. суммарная масса груза в том числе подвеска	
G_1	5 кг
G_2	10 кг
G_3	15 кг
G_4	20 кг

Таблица 3.2 - Значение e^{6m} при охвата, равном 270^0

Коэффициент трения m	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
Значение e^{6m}	1,6	2,02	2,51	3,25	4,10
коэффициент трения m	0,35	0,40	0,41	0,42	
Значение e^{6m}	5,20	6,58	6,89	7,23	

Таблица 3.3 - Значения коэффициентов трения при температуре до 80^0C

Материал трущихся поверхностей	Смазка отсутствует
ИРП-1285 нта по стали и по чугуноу	0,15.....0,20
ИРП-1285 по стали и по чугуноу	0,25.....0,30
Плашка ИРП-1316 нтапо стали и по чугуноу	0,55.....0,57
Ретинакс по стали и по чугуноу	0,39.....0,40

3.7 Методика обработки результатов экспериментальных исследований

Проведены аналитические и экспериментальные исследования новых материалов для тормозных колодок, как основного рабочего элемента тормозной системы. Предложено и научно доказано, что применение новых, современных композиционных материалов позволит значительно увеличить срок службы колодок тормоза.

В результате математической обработки экспериментальных исследования определено, что новый материал марки ИРП-1283/НО-68-1, показал самые лучшие результаты на герметичность при сжатие.

Зависимость между усилиями в набегающей и сбегающей ветвях талевой системы скольжения, и это было самый большой показатель среди других материалах. Это марка ИРП-1283/НО-68-1 позволяет ожидать рост срока службы тормозных колодок ленточного тормоза буровой лебедки и повысить надежность его работы.

Полученные результаты показано на таблицах (табл. 3.4)

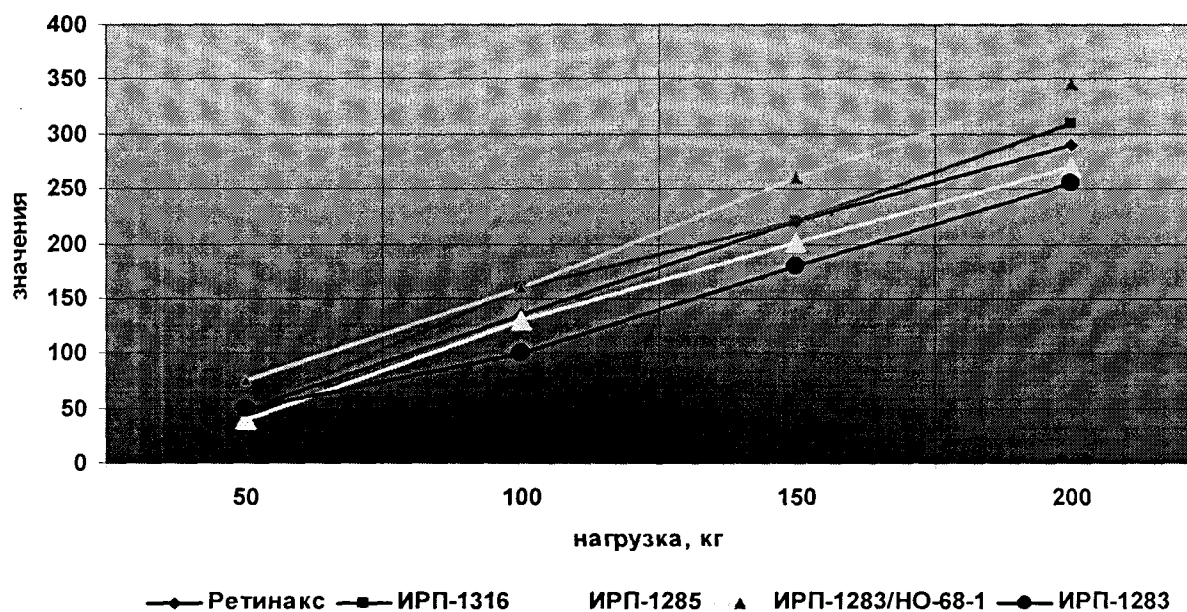


Таблица 3.4 - Результаты экспериментальных исследований

Марка материала	Весы			
	50	100	150	200
Ретинакс	50	135	220	290
ИРП-1316	50	160	220	310
ИРП-1285	40	130	200	270
ИРП-1283/НО-68-1	75	160	260	345
ИРП-1283	50	100	180	255

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- 1) В основе патентно-литературного осмотра проработано технология изучения стойкости тормозных шкивов бурильных лебедок с применение автомобили несогласие МТ-2.
- 2) Выбраны ПРИБОР и приборные ресурсы с целью выполнения изучений.
- 3) Изобретена технология подготовки стандартов с целью выполнения изучений.
- 4) Проверены трудоспособность и соответствие исследуемых характеристик.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ефимченко С.И. Расчеты ресурса несущих элементов буровых установок. Нефть и Газ, Учебное пособие, 2001.
2. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. Учебник для вузов. М.: НЕДРА, 1988. 501 с.
2. Буровое оборудование. Справочник в 2-х томах./Абубакиров В.Ф., Архангельский В.Л. и др./ -М.: Недра, 2000.
3. Ильский А.Л. Расчет и конструирование бурового оборудования. –М.: Недра, 1985.
4. Алексеевский Г.В. Буровые установки Уралмашзавода.-М.: Недра, 1981. 528с.
5. Булатов А.И., Аветисов А.Г. Справочник инженера по бурению. В 4-х томах. –М.: Недра, 1993-1996.
6. Северинчик Н.А. Машины и оборудование для бурения скважин. М.: Недра, 1986. - 368с.
7. Палашкин Е.А. Справочник механика по глубокому бурению.- М.: Недра, 1981.
9. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: учебн. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
10. Курсовое проектирование деталей машин: Учебн. пособие для техникумов/С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, К.Н. Боков и др.- М.: Машиностроение, 1980. 351 с., ил.
11. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М. Расчет на прочность деталей машин.- М.: Машиностроение, 1966.
12. Серенсен С. В., Громан Н. Б. Когаев В. П. и др. Валы и оси. Конструирование и расчет .- М.: Машиностроение, 1970.
13. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. – М.: Высшая школа, 2000.
14. Исследование износостойких материалов лопаток для смесителей – пневмонагнетателей / Н.И. Габельченко, А.Ал. Белов, Н.А. Кидалов, А.И. Габельченко, Н.В. Волкова // Известия Самарского научного центра РАН. - 2016. - Т. 18, № 1. - С. 175-178.
15. Атабеков Е.И., Монгайт И.А. Влияние легирующих элементов на ударно-абразивную износостойкость стали 110Г13Л [Текст] // Сб. «Термическая обработка и физика металлов». Свердловск: Вып.2 УПИ, 1976. С. 33-36.
16. Габельченко Н.И., Волкова Н.В. Получение стабильной аустенитной структуры и свойства деталей из стали 110Г13Л // Заготовительные производства в машиностроении. - 2012. - № 12. - С. 39-41.
17. Коршунов Л. Г., Хадыев М. С., Немировский М.Р. О механизме упрочнения стали 110Г13 при трении // Металловедение и термическая обработка металлов. - 1978. - №7. – С. 41-42.