

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
САЯНО-ШУШЕНСКИЙ ФИЛИАЛ

институт

Гидроэнергетики, гидроэлектростанций, электроэнергетических систем и  
электрических сетей  
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

В.И. Татарников

«   »            2017 г.

**ЗАДАНИЕ**  
**НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ**  
**в форме магистерской диссертации**

Студенту Калугину Дмитрию Анатольевичу.

Группа ГЭ15-01М. Направление (специальность) 13.04.02 Электроэнергетика и электротехника.

Тема выпускной квалификационной работы «Исследование влияния сезонного фактора на работу турбинного подшипника гидроагрегата Майнской ГЭС».

Утверждена приказом по университету № 47 от 31 марта 2017 г.

Руководитель ВКР Т.М. Юсупов, первый заместитель директора — главный инженер Филиала ПАО «РусГидро» - «Саяно-Шушенская ГЭС имени П.С. Непорожного».

Исходные данные для ВКР: статистические данные по Майнской ГЭС, сборочные чертежи узлов МГЭС (вал турбины, подшипник направляющий, турбина гидравлическая), инструкция по эксплуатации гидротурбинного оборудования / Турбина гидравлическая ПЛ20/811а-В-1000 для Майнской ГЭС.

Перечень разделов ВКР: 1. Турбинные подшипники вертикальных гидроагрегатов; 2. Факторы, влияющие на работу турбинного подшипника; 3. Расчетная часть исследований; 4. Заключение.

Перечень графического материала: отсутствует.

Руководитель ВКР



подпись

Т.М. Юсупов  
инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению



подпись

Д.А. Калугин  
инициалы, фамилия

« 31 » марта 2017 г.

ОТЗЫВ НАУЧНОГО РУКОВОДИТЕЛЯ  
на выпускную квалификационную работу магистранта  
Саяно-Шушенского филиала СФУ

Калугина Дмитрия Анатольевича

(фамилия, имя, отчество магистранта)

Магистерская программа: 13.04.02 «Электроэнергетика и электротехника»

Профиль подготовки: 13.04.02.06 «Гидроэлектростанции»

Тема выпускной квалификационной работы (ВКР):

«Исследование влияния сезонного фактора на работу турбинного подшипника гидроагрегата Майнской ГЭС»

тема ВКР

от научного руководителя, первого заместителя директора — главного инженера Филиала ПАО «РусГидро» — «Саяно-Шушенская ГЭС имени П.С. Непорожного» Юсупова Т.М.

Магистерская диссертация Д.А. Калугина является самостоятельной законченной научно-исследовательской работой.

Практический интерес к диссертации прослеживается в следующих моментах:

- в работе представлен практический пример заблаговременного выявления предаварийных ситуаций;
- результаты исследования могут быть использованы с практической пользой для Майнской ГЭС.

Можно отметить комплексный подход магистранта при выполнении работы с детальной проработкой ключевых моментов. Некоторая шероховатость изложения в пояснительной записке может быть объяснена новизной темы и практически отсутствием тем-аналогов.

За время обучения в магистратуре Калугиным Д.А. было опубликовано 2 статьи, промежуточные результаты исследования были представлены и обсуждены на двух конференциях и на одном конкурсе студенческих проектов.

Выпускная квалификационная работа «Исследование влияния сезонного фактора на работу турбинного подшипника гидроагрегата Майнской ГЭС» отражает уровень профессиональной подготовки выпускника, соответствующий Федеральному государственному стандарту высшего образования, заслуживает оценки «отлично», а магистрант Калугин Д.А. присвоения степени магистра.

Дата:

19.06.2017



(подпись)

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
САЯНО-ШУШЕНСКИЙ ФИЛИАЛ

**РЕЦЕНЗИЯ**

Рецензент Ананьев М.А. инженер по наладке и испытаниям 2 категории  
Службы мониторинга оборудования Филиала ПАО «РусГидро» — «Саяно-  
Шушенская ГЭС имени П.С. Непорожного»

(Ф.И.О., уч. степень, должность, место работы)

Исследование влияния сезонного фактора на работу турбинного подшипника  
гидроагрегата Майнской ГЭС

о магистерской диссертации студента

Калугина Дмитрия Анатольевича

(Ф.И.О.)

Магистерская диссертация Д.А. Калугина выполнена в полном объеме в соответствии с выданным заданием.

Пояснительная записка к работе оформлена качественно, соблюдены последовательность и обоснованность изложения.

В работе были определены составляющие сезонного фактора и оценена степень их влияния на турбинный подшипник гидроагрегата Майнской ГЭС. Были предложены способы учета составляющих сезонного фактора, которые позволят снизить их негативное влияние на турбинные подшипники с водяной смазкой.

Расчётами была доказана корреляционная связь двух параметров: биения вала в зоне турбинного подшипника и температуры воды, подаваемой на его смазку.

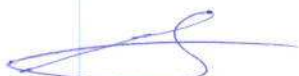
Предлагаемый способ учета фактической температуры воды и облицовки вала, для установки в турбинном подшипнике, может быть использован в практической деятельности при ремонтах и монтаже на Майнской ГЭС.

Основным замечанием к работе является необходимость доработки предложенного алгоритма на основе корреляционной связи для своевременного выявления и предотвращения развивающихся дефектов. Данный алгоритм интересен с теоретической точки зрения, однако, при практической реализации алго-

ритм требует тщательного определения уставок, введения ограничений на исключение ложных срабатываний и апробацию в опытной эксплуатации с целью определения эффективности работы.

Магистерская диссертация «Исследование влияния сезонного фактора на работу турбинного подшипника гидроагрегата Майнской ГЭС» заслуживает отличной оценки, а Д.А. Калугин присвоения степени магистра.

Рецензент



(подпись)

*Ананьев Максим Андреевич*

(фамилия, имя, отчество)

*Инженер по наладке и испытаниям 2 категории  
Службы мониторинга оборудования Филиала ПАО  
«РусГидро» -*

*«Саяно – Шушенская ГЭС имени П.С. Непорожнего»*

(ученая степень, ученое звание, должность, место работы)

«19» июня 2017 г.

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
САЯНО-ШУШЕНСКИЙ ФИЛИАЛ

институт  
Гидроэнергетики, гидроэлектростанций, электроэнергетических систем и  
электрических сетей  
кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой  
В.И. Татарников  
« 22 » 06 2017 г.

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СЕЗОННОГО ФАКТОРА НА РАБОТУ  
ТУРБИННОГО ПОДШИПНИКА ГИДРОАГРЕГАТА МАЙНСКОЙ ГЭС**

13.04.02 Электроэнергетика и электротехника

13.04.02.06 Гидроэлектростанции


Руководитель

  
19.06.17  
подпись, дата

Первый заместитель директора  
— главный инженер  
Филиала ПАО «РусГидро» —  
«Саяно-Шушенская ГЭС  
имени П.С. Непорожного»  
должность, учёная степень

Т.М. Юсупов  
инициалы, фамилия

Выпускник

  
19.06.17  
подпись, дата

Д.А. Калугин  
инициалы, фамилия

Рецензент

  
19.06.17  
подпись, дата

Инженер по наладке и  
испытаниям 2 категории СМО  
Филиала ПАО «РусГидро» —  
«Саяно-Шушенская ГЭС  
имени П.С. Непорожного»  
должность, учёная степень

М.А. Ананьев  
инициалы, фамилия

Нормоконтролёр

  
22.06.17  
подпись, дата

А.А. Чабанова  
инициалы, фамилия

Саяногорск; Черёмушки 2017

## АННОТАЦИЯ

В работе проведено исследование влияния сезонного фактора на работу смазываемого водой турбинного подшипника с обрезиненным вкладышем на примере турбинного подшипника гидроагрегатов Майнской ГЭС.

Выявлены особенности влияния составляющих сезонного фактора на турбинный подшипник с водяной смазкой и предложены способы их учета во время эксплуатации. Подробно рассмотрена проблема, связанная с изменением зазора турбинного подшипника гидроагрегата Майнской ГЭС из-за сезонного изменения температуры воды, подаваемой на смазку и охлаждение.

Предложена методика расчёта зазора для установки в турбинных подшипниках гидроагрегатов Майнской ГЭС с учетом температуры воды и облицовки вала.

**Ключевые слова:** турбинный подшипник гидроагрегата, обрезиненный вкладыш, охлаждение водой, водяная смазка, зазор, сезонный фактор, тепловое расширение, учет влияния температуры, биение вала, Майнская ГЭС.



Юсупов Т. В.

## АВТОРЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Исследование влияния сезонного фактора на работу турбинного подшипника гидроагрегата Майнской ГЭС».

### **Актуальность:**

Турбинный подшипник является одним из ответственных узлов гидроагрегата. Он воспринимает нагрузки от сил механического и гидравлического небаланса гидротурбины, а также обеспечивает устойчивое вертикальное положения вала гидротурбины. Техническое состояние турбинного подшипника влияет на вибрационное состояние гидроагрегата и определяют надежность эксплуатации гидроагрегата в целом.

Возникновение дефекта, влияющего на работоспособность турбинного подшипника, является риском возникновения аварийной ситуации. Устранение этих дефектов требует внепланового вывода в ремонт гидроагрегата, что ведёт к финансовым убыткам: на ремонт самого узла (покупка запасных материалов и конструктивных частей, оплата услуг ремонтных организаций), убыткам на оптовом рынке электроэнергии и мощности, убыткам из-за изменения режима работы ГЭС (в случае возникновения холостых сбросов).

Таким образом, важно учесть все условия и предусмотреть мероприятия, снижающие вероятность появления возможных дефектов на турбинном подшипнике.

### **Цель работы:**

Исследовать влияние сезонного фактора на работу турбинного подшипника гидроагрегата Майнской ГЭС.

### **Основные задачи:**

- определение факторов, влияющих на работу турбинного подшипника;
- формулировка понятия «сезонного фактора» для турбинного подшипника с водяной смазкой и определение его составляющих;
- сбор и анализ статистики об установленных подшипниках (и фактах



влияния на них сезонного фактора) в Филиалах ПАО «РусГидро» путём проведения опроса среди сотрудников ПТС группы ТиГМО;

- предложение способов учета составляющих сезонного фактора при эксплуатации резинового турбинного подшипника с водяной смазкой;
- анализ трендов величины биения вала в зоне турбинного подшипника;
- доказательство корреляционной зависимости двух параметров: биения вала в зоне турбинного подшипника и температуры воды, подаваемой на смазку ТП;
- расчет необходимого зазора в ТП с учетом фактической температуры воды и облицовки вала;
- разработка алгоритма мониторинга для своевременного выявления и предотвращения развивающихся дефектов в ТП (в дополнение к разработанным сотрудниками СМО СШ ГЭС существующим алгоритмам).

#### **Метод исследования:**

В процессе научного исследования были применены методы исследования как эмпирического, так и теоретического характера. Автор опирался на методы обобщения, статистического анализа, визуального анализа трендов и др. Был произведён опрос сотрудников для подтверждения или опровержения теоретических фактов; совместно с персоналом СМО СШ ГЭС осуществлены тепловизионные измерения вала ГТ.

#### **Научная новизна:**

На основании анализа различных источников информации (включая периодическую литературу, Интернет-ресурсы, практический опыт эксплуатационного персонала), было введено понятие «сезонного фактора» для турбинного подшипника с водяной смазкой и определены его составляющие.

Путём корреляционного анализа была доказана статистическая взаимосвязь двух параметров: биения вала в зоне турбинного подшипника и температура воды, подаваемой на смазку ТП.

Предложен алгоритм мониторинга для своевременного выявления и предотвращения развивающихся дефектов в ТП на основе корреляционной связи параметров.

#### **Практическая ценность:**

Учет фактической температуры воды и облицовки вала при расчете зазора в ТП может быть использован в практической деятельности при ремонтах и монтаже на Майнской ГЭС.

Применение предложенных способов учета составляющих сезонного фактора позволит снизить их негативное влияние на турбинные подшипники с водяной смазкой.

Разработанный алгоритм мониторинга на основе корреляционной связи обеспечит преждевременное уведомление персонала о нарушении привычной связи параметров, что позволит своевременно провести обследование, выявить причину нарушения и спланировать проведение ремонтных работ.

#### **Информационно-образовательная ценность:**

Вместе с опросом целевой аудитории (сотрудникам ПТС группы ТиГМО) рассылалась статья о влиянии сезонного фактора на турбинный подшипник, содержащая теоретические сведения. По итогам опроса, респондентам были предложены результаты для ознакомления, отражающие опыт эксплуатации турбинных подшипников коллег с других Филиалов.

#### **Апробация работы:**

Промежуточные результаты выпускной квалификационной работы докладывались и обсуждались на следующих конференциях и конкурсах:

1) III Всероссийской научно – практической конференции молодых ученых, специалистов, аспирантов и студентов «Гидроэлектростанции в XXI веке», Саяногорск р.п. Черемушки, 26 – 27 мая 2016 года.

2) VIII Всероссийском конкурсе студенческих проектов по гидроэнергетике «Энергия Развития», г. Москва, 2017 год.

3) IV Всероссийской научно – практической конференции молодых ученых, специалистов, аспирантов и студентов «Гидроэлектростанции в XXI

веке», Саяногорск р.п. Черемушки, 13 – 14 апреля 2017 года.

**Структура и объем диссертации:** Работа состоит из введения, 3 глав, заключения, списка сокращений, приложений и списка использованных источников, включающего 34 наименования. Материал изложен на 70 страницах, содержит 17 рисунков и 11 таблиц.

**Публикации:**

По результатам диссертационного исследования опубликовано 2 работы.

**Содержание работы:**

**В первой главе** работы проведён обзор применяемых в вертикальных гидроагрегатах турбинных подшипников. Рассмотрены преимущества и недостатки баббитовых и резиновых турбинных подшипников.

Представлены основные требования и рекомендации нормативно-технических документов по эксплуатации турбинного подшипника, контролю его параметров и установке зазора в нём.

**Во второй главе** проведено определение факторов, влияющих на работу турбинного подшипника. Сформулировано понятие «сезонный фактор» для турбинного подшипника и определены его составляющие.

Предложены способы учета составляющих сезонного фактора при эксплуатации резинового турбинного подшипника с водяной смазкой. Оценена степень влияния составляющих сезонного фактора на ТП гидроагрегата МГЭС.

**В третьей главе** произведён анализ трендов величины биения вала в зоне турбинного подшипника. Доказана корреляционная зависимость двух параметров: биения вала в зоне турбинного подшипника и температуры воды, подаваемой на его смазку. Произведён расчёт необходимого зазора в ТП с учетом фактической температуры воды и облицовки вала.

Разработан алгоритм мониторинга на основе корреляционной связи параметров для своевременного выявления и предотвращения развивающихся дефектов в ТП.

**В заключении** сформулированы основные результаты и сделаны выводы о проделанном исследовании.

**Ключевые слова:** турбинный подшипник гидроагрегата, обрeзиненный вкладыш, охлаждение водой, водяная смазка, зазор, сезонный фактор, тепловое расширение, учет влияния температуры, биение вала, Майнская ГЭС.

 Юсупов М. В.

## СОДЕРЖАНИЕ

Аннотация.....	2
Автореферат .....	3
Введение .....	10
1 Турбинные подшипники вертикальных гидроагрегатов.....	11
1.1 Назначение, классификация по виду применяемого антифрикционного материала .....	11
1.2 Преимущества и недостатки баббитовых и резиновых подшипников.....	12
1.3 Требования и рекомендации местных инструкций по эксплуатации и контролю ТП .....	15
1.4 Требования стандартов и местных инструкций по установке зазора в ТП .....	16
1.5 Описание ТП Майнской ГЭС и способов контроля за техническим состоянием (контролируемые параметры, места установки датчиков).....	18
2 Факторы, влияющие на работу турбинного подшипника.....	22
2.1 Влияние изменения напора ГЭС на работу ТП с водяной смазкой.....	23
2.1.1 Теоретическое описание сезонной составляющей.....	23
2.1.2 Способ учета сезонной составляющей при эксплуатации .....	24
2.1.3 Оценка влияния сезонной составляющей на ТП гидроагрегата МГЭС.....	25
2.2 Обрастание частей турбинного подшипника моллюском дрейссеной.....	26
2.2.1 Теоретическое описание сезонной составляющей.....	26
2.2.2 Способ учета сезонной составляющей при эксплуатации .....	27
2.2.3 Оценка влияния сезонной составляющей на ТП гидроагрегата МГЭС.....	27
2.3 Сезонное изменение количества переносимого рекой стока взвешенных наносов.....	28
2.3.1 Теоретическое описание сезонной составляющей.....	28
2.3.2 Способ учета сезонной составляющей при эксплуатации .....	28
2.3.3 Оценка влияния сезонной составляющей на ТП гидроагрегата МГЭС.....	29
2.4 Сезонное тепловое расширение конструктивных частей .....	30
2.4.1 Теоретическое описание сезонной составляющей.....	30
2.4.2 Способ учета сезонной составляющей при эксплуатации .....	32
2.4.3 Оценка влияния сезонной составляющей на ТП гидроагрегата МГЭС.....	32
2.5 Анализ результатов проведенного опроса.....	34
3 Расчетная часть исследований .....	37
3.1 Анализ трендов величины биения вала в зоне турбинного подшипника ..	37
3.2 Доказательство корреляционной зависимости .....	39
3.3 Расчет необходимого зазора в ТП с учетом фактической температуры облицовки вала.....	41
3.3.1 Апробация методики и проверка достоверности результатов.....	41

3.3.2 Расчет зазора в ТП гидроагрегатов МГЭС с учетом фактической температуры воды и облицовки вала.....	44
3.4 Разработка алгоритма мониторинга для своевременного выявления и предотвращения развивающихся дефектов .....	46
Заключение.....	51
Список сокращений.....	54
Список использованных источников.....	55
Приложение А Иллюстрационные материалы.....	59

## ВВЕДЕНИЕ

За историю развития гидроэнергетического оборудования направляющие подшипники турбин претерпели большие изменения, чем подшипники генераторов, как по конструктивному исполнению, так и по применяемым материалам и связанной с ними смазке. На смену кольцевым баббитовым подшипникам с жидкой масляной смазкой пришли сегментные подшипники. Наряду с этим велись поиски более простой для турбин конструкции, в результате чего появились подшипники со смазкой и охлаждением водой. Целесообразность использования резиновых подшипников в вертикальных гидротурбинах, обуславливается рядом преимуществ, в сравнении с баббитовыми, о которых будет подробно сказано в первой главе.

Решением широкого круга вопросов по повышению надежности резиновых подшипников занимались многие талантливые инженеры-исследователи, в том числе чл.-кор. АН СССР Н. Н. Ковалев и к. т. н. С. А. Грановский, десятки лет возглавлявшие отечественное гидротурбостроение, Л. Н. Петров, М. А. Цветков, И. И. Шриро, В. П. Капитонов, Ю.П. Майзель, С.Ф. Будников и многие другие. Перечисленные личности были сторонниками широкого применения резиновых подшипников и принимали активное участие в их разработке, совершенствовании и внедрении.

Одним из вопросов повышения надёжности турбинного подшипника с водяной смазкой является учет сезонного фактора, так как на работоспособность ТП и скорость его износа влияет среда, в которой он эксплуатируется. При этом важное значение имеет фактор сезонности, обусловленный климатическими и календарными причинами. Климатические причины в основном связаны с влиянием погодных условий, календарные – с изменением уровней бьефов вследствие ведения графика сработки-наполнения водохранилища. Учет фактора сезонности при эксплуатации турбинного подшипника является одной из составляющих позволяющих обеспечить надёжную безаварийную работу на всем сроке эксплуатации.

## 1 Турбинные подшипники вертикальных гидроагрегатов

### 1.1 Назначение, классификация по виду применяемого антифрикционного материала

Направляющий подшипник гидротурбины вертикального агрегата обеспечивает вертикальное положение вала, воспринимает силы, вызванные несимметричностью подвода воды к рабочему колесу, недостаточно точной балансировкой рабочего колеса.

В настоящее время существует различные конструкции турбинных подшипников [1-6], однако всех их, в зависимости от вида антифрикционного материала, можно разделить на две основные группы [7, с. 83-85]:

- с вкладышами выполненными на основе баббита, которые охлаждаются и смазываются маслом;
- с вкладышами на полимерной основе (включая резиновую основу), которые охлаждаются и смазываются водой.

Применение турбинных подшипников из той или иной группы в первую очередь зависит от конкретных условий эксплуатации на каждой отдельно взятой ГЭС. [8, с. 6-11] На гидроэлектростанциях, расположенных на реках с чистой водой, применяются подшипники с резиновыми вкладышами (так как для охлаждения и смазки обычно используется вода из реки, на которой ГЭС построена). Баббитовые используются там, где речная вода содержит большое количество твёрдых частиц, переносимых водным потоком (наносов). В некоторых случаях могли наблюдаться исключения, когда заказчик вносил изменения в техническое задание на проектирование и выдвигал соответствующее требования, при этом и баббитовые подшипники могли устанавливаться на реке с чистой водой.

Большинство турбин, созданных отечественными энергомашиностроительными предприятиями для гидроэлектростанций, оснащено



резиновыми подшипниками. Зарубежные турбины, как правило, оснащены баббитовыми подшипниками.

## **1.2 Преимущества и недостатки баббитовых и резиновых подшипников**

По сравнению с баббитовыми подшипниками, подшипники с резиновыми вкладышами со смазкой и охлаждением водой обладают рядом преимуществ [9, с.8-22; 10, с. 1-2]:

- Экологичность эксплуатации (так как в подшипнике полностью отсутствует масло).
- Нет необходимости использования вспомогательного оборудования для смазки подшипника (насосы и резервуары), отсутствуют сложные операции с турбинным маслом (приёмка, подготовка, заполнение, доливка, замена, утилизация). Отсюда как следствие простота и удобство в эксплуатации.
- Отсутствует потребность предотвращения попадания масла в проточную часть гидротурбины и, наоборот, воды в баббитовый подшипник. Это во многом упрощает конструкцию подшипника и повышает его надёжность, так как не требует наличия сложных уплотнений.
- Эластичность резины позволяет частично демпфировать биение вала турбины.
- Система вал – вода – резиновый вкладыш обладают меньшими механическими потерями из-за меньшего коэффициента трения, по сравнению с баббитовыми подшипниками на масляной смазке; [11, 264-272];
- Подшипник с резиновым вкладышем выгодней с экономической точки зрения, ввиду более низкой стоимости изготовления (включая как стоимость самих материалов, так и технологию изготовления), проведения технического обслуживания и ремонтов и пр.

Перечисленные выше преимущества в очередной раз показывают целесообразность использования турбинных подшипников на резиновой

основе. Однако, наряду со своими преимуществами рассматриваемый турбинный подшипник обладает некоторыми недостатками [9, с.8-22; 10, с. 3-4], наиболее существенные из них, представлены ниже:

- Обрастание частей турбинного подшипника моллюском дрейссеной;
- Необходимость выполнения облицовки вала в зоне турбинного подшипника нержавеющей сталью;
- Большие трудозатраты при регулировке зазоров у подшипников кольцевого типа.
- Сгорание резины подшипника при недостаточности подачи водяной смазки или её внезапном прекращении. [8, с.6] и пр.
- Возрастание биения вала гидроагрегата в зоне турбинного подшипника в ходе эксплуатации у сегментных резиновых подшипников происходит быстрее чем у других типов подшипников;

Для, хотя бы частичного, устранения недостатков и всех вытекающих из них последствий, необходимо проведение исследований, совершенствование конструкции, технологии проведения ремонтов, монтажей и эксплуатации.

Если же рассматривать различные исполнения подшипника в отдельности, в соответствии с [9, с.8-22], видим следующую картину:

**Баббитовый с густой масляной смазкой.** Требуется сложных и достаточно надежных устройств (лубрикаторов) для непрерывной или периодической подачи безвозвратно расходуемого солидола, что также приводит к загрязнению акватории нижнего бьефа и является недопустимым по экологическим соображениям. Кроме того, доставка на ГЭС и заправка лубрикаторов свежими порциями смазки практически не автоматизируется [11]. При густой смазке нередко возникают местные надирсы и подплавления баббитового слоя, что требует выполнения трудоемких работ по его восстановлению. Указанные негативные факторы заставили отказаться от использования этих подшипников, а на турбинах, где они были установлены ранее, их заменяют подшипниками с жидкой масляной смазкой или резиновыми подшипниками с водяной смазкой и охлаждением.

**Баббитовый с жидкой масляной смазкой.** Установка подшипников на жидкой масляной смазке требует надежного уплотнения вала в труднодоступной зоне между подшипником и рабочим колесом, что значительно усложняет конструкцию турбины и ее обслуживание. Необходимость охлаждения масла создает дополнительную опасность загрязнения водотока [13].

**Кольцевой резиновый подшипник с водяной смазкой.** Получили широкое распространение в турбинах благодаря значительным преимуществам по сравнению с подшипниками других конструкций. Одним из основных преимуществ является низкий коэффициент трения. Кольцевые резиновые подшипники отличаются простотой конструкции, дешевизной материала и экономией дефицитных цветных металлов; простотой, удобством, надежностью и долговечностью в эксплуатации; отсутствием шума, гашением ударов и вибраций, возможностью использования при высоких окружных скоростях; простотой механической обработки с заданной точностью и чистотой поверхности трения; возможностью размещения на минимальном расстоянии от рабочего колеса турбины.

**Сегментный резиновый подшипник с водяной смазкой.** Конструкция такого подшипника удачно объединяет достоинства кольцевого подшипника с водяной смазкой и сегментного с масляной. Несомненными достоинствами сегментных подшипников являются возможность монтажа и ремонта в ограниченном пространстве и простота регулировки зазора между сегментами и валом. Недостатками такой конструкции является трудность обеспечения требуемого зазора между подшипником и валом при независимом изготовлении деталей узла на заводе. При работе агрегата имеет место износ резины и вала, вызывающий увеличение зазора и биения вала. Фактический зазор между подшипником и валом может быть замерен щупом только в верхней части на небольшую глубину.

### 1.3 Требования и рекомендации местных инструкций по эксплуатации и контролю ТП

В соответствии с инструкцией по эксплуатации гидротурбинного оборудования ПЛ20/811а-В-1000 для Майнской ГЭС [14]:

1. Подача воды для смазки и охлаждения направляющего подшипника турбины должна осуществляться от спиральной камеры из двух отдельных мест. Повышение давления в ванне подшипника по отношению к давлению над рабочим колесом должно быть не менее 0,5 кгс/см<sup>2</sup>, а расход через трубопровод должен быть порядка 6 литров в секунду. Указанный расход при диаметре 45 мм расточки дроссельной шайбы создаёт перепад на шайбе, равный 1,8 метра водяного столба. Вода, подаваемая на подшипник, должна быть чистой, с содержанием твердых частиц не свыше 1,65 г/м<sup>3</sup>, крупностью не более 0,05 мм. Расход воды через подшипник окончательно устанавливается поставщиком при пуско-наладочных работах и испытании турбины под нагрузкой при различных напорах.

2. Величина биения вала у турбинного подшипника должна быть не более 0,5 мм. при эксплуатационных режимах.

3. Работа турбины не допускается при уменьшении расхода воды к направляющему подшипнику ниже минимальных величин, установленных при пусковых испытаниях, и при снижении уровня воды в ванне подшипника.

4. При нормальной работе гидротурбинного оборудования необходимо периодически, в сроки, устанавливаемые эксплуатацией, проверять:

4.1. Исправность уплотнения направляющего подшипника по датчику уровня над подшипником и количеству воды, стекающей в крышку турбины.

4.2. Исправность направляющего подшипника. Примечание: Непрерывность подачи воды на смазку и охлаждение направляющего подшипника контролируется датчиком расхода. При снижении расхода воды через подшипник подается сигнал.

5. Проверка технического состояния (ревизия):

5.1. Осмотры технического состояния узлов и деталей выполняются во время капитальных ремонтов, планируемых на ГЭС.

5.2 Необходимо произвести разборку. Проверить состояние трущихся и контактирующих поверхностей, замерить зазоры между вкладышем и валом.

5.2. Проверить состояние облицовки вала в местах установки вкладыша и уплотнений, состояние резины вкладыша и колец уплотнений. При износе заменить.

5.3. О всех выполненных работах составляется соответствующая документация: акты, протоколы, формуляры, в которых отражается состояние оборудования как перед ревизией, так и после неё. Результаты ревизии сопоставляются с данными, полученными при монтаже в предыдущих ревизиях.

5.4. Все сведения о ревизиях, ремонтах, эксплуатации, обслуживании, изменениях конструкции, авариях и др. заносятся в формуляр турбины 2161068 ФО.

6. Характерные неисправности турбины и методы их устранения.

6.1. Повышение биения вала турбины устраняется ликвидацией причины и регулировкой зазоров в подшипниках при ремонте. При повреждениях вкладыша подшипника – вкладыш заменяется на запасной.

6.2. Уменьшение расхода или переключение подачи воды к направляющему подшипнику. Устраняется чисткой или промывкой фильтров трубопровода.

6.3. Износ облицовки вала турбины в местах установки уплотнений. Устраняется заваркой нержавеющей электродом марки ЭА-395/9 типа Э-ПХ15Н25М6 А Г2 ГОСТ 10052-75 с последующей зачисткой, шлифовкой и полировкой.

**1.4 Требования стандартов и местных инструкций по установке зазора в ТП**

СТО 02.03.70-2011 «Гидротурбины. Общие технические условия на капитальный ремонт. Нормы и требования» [15, с. 28-33] гласит:

– зазоры в подшипнике должны соответствовать требованиям конструкторской документации;

– величина зазора между вкладышем и валом может иметь отклонения от проектных значений в пределах до 20%;

Дефектация деталей подшипника с обрешиненными сегментами на водяной смазке должна производиться с учетом следующих требований:

• величина суммарного зазора в подшипнике должна соответствовать требованиям конструкторской документации, но не должна быть меньше чем величина биения вала у шейки турбинного подшипника при прокрутке ротора агрегата краном; при отсутствии данных по выставленным зазорам следует ориентироваться на данные таблицы 1; разброс значений зазоров на отдельных сегментах не должен превышать  $\pm 10\%$ ; регулировка зазора должна производиться с учетом положения вала, которое определяется результатами прокрутки; максимальное значение зазора должно быть установлено со стороны противоположной отклонению вала;

Таблица 1 - Нормальные и максимально допустимые зазоры в резиновых направляющих подшипниках (кольцевых и сегментных) вертикальных гидроагрегатов

Диаметр шейки вала, мм	Значения зазора, мм	
	минимальное	максимальное
80-120	0,08	0,13
120-180	0,10	0,16
180-260	0,12	0,18
260-360	0,14	0,21
360-500	0,17	0,25
500-630	0,20	0,31
630-800	0,23	0,35
800-1000	0,26	0,41
1000-1250	0,29	0,45
1250-1600	0,32	0,52
Свыше 1600	0,40	0,60

- контроль зазора должен производиться щупом в опорных элементах, при этом сегменты должны быть полностью поджаты к валу при помощи отжимных болтов.

Исходя из инструкции по эксплуатации гидротурбинного оборудования ПЛ120/811а-В-1000 для Майнской ГЭС [14, с.7]: «Суммарный зазор между валом и вкладышем турбинного подшипника, определенный на «кач», должен составлять 0,2-0,3 мм».

### **1.5 Описание ТП Майнской ГЭС и способов контроля за техническим состоянием (контролируемые параметры, места установки датчиков)**

Направляющий подшипник турбины (ТП) гидроагрегата Майнской ГЭС фиксирует положение вала агрегата, воспринимает нагрузки от механического, гидравлического и электрического дебаланса ротора.

Направляющий подшипник кольцевого типа имеет обрезиненный вкладыш и работает на водяной смазке.

Диаметр ТП по поверхности трения, мм - 1520

Высота ТП, мм - 840

Расход воды через трубопровод ТП, л/с - >6

Корпус подшипника - сварная конструкция из стального листового проката, состоящая из двух частей, которые соединены болтами. Корпус расцентрован относительно обтекателя четырьмя парами клиньев и шпильками за нижний фланец крепится к обтекателю. Обтекатель болтами соединен с крышкой турбины. Внутри к корпусу болтами крепится вкладыш, состоящий из 8 секторов, облицованных вулканизированной резиной.

Сверху на корпусе подшипника закреплена ванна (из 4-х частей), в которую из спиральной камеры подводится вода, смазывающая и охлаждающая поверхность трения.

Подвод воды к трубопроводу ТП осуществляется из 2-х отдельных точек спиральной камеры, превышение давления в ванне ТП по отношению к

давлению над рабочим колесом должно быть не менее 0,5 кгс/см<sup>2</sup>. Для контроля за расходом воды через ТП на подводящем трубопроводе установлена дроссельная шайба, соединенная измерительными трубками с датчиком-расходомером, расположенным в нише облицовки шахты турбины. В ванне подшипника установлен датчик аварийно-низкого уровня воды, другой датчик уровня дает сигнал о прорыве верхнего уплотнения подшипника. Ванна сверху закрыта крышкой из оргстекла. Вода, подаваемая в ванну подшипника, протекает вниз по 16 канавкам в резиновой облицовке в зону между обтекателем и нижним фланцем вала.

При протекании она образует смазывающую пленку в зазоре между поверхностью резины и вращающейся поверхностью вала. Форма канавок обеспечивает образование водяной смазывающей пленки.

Для отвода воды, протекающей через уплотнения в верхнюю часть ванны, в ней предусмотрена выгородка с трубой, через которую вода сливается в обтекатель, куда собираются и все протечки через верхнее кольцо направляющего аппарата и крышку турбины.

Суммарный зазор между валом и вкладышем турбинного подшипника должен составлять 0,2-0,3 мм. Величина биения вала у ТП должна быть не более 0,5 мм.

Согласно СТО 02.03.70-2011 «Гидротурбины. Общие технические условия на капитальный ремонт. Нормы и требования» [15, с.32]:

На работающем гидроагрегате, в процессе эксплуатационных испытаний, соответствие техническим требованиям, качество и результаты ремонтных работ подшипника на водяной смазке с обрешиненным кольцевым вкладышем оценивается по следующим признакам:

- расход воды и давление в напорной ванне подшипника;
- амплитуда биения вала в зоне подшипника;
- вибрация корпуса турбинного подшипника;
- протечки через уплотнения вала в крышке ванны подшипника.



- контрольные параметры должны соответствовать требованиям завода-изготовителя, вибрация не должна превышать значение, установленное СТО 17330282.27.140.001 «Методики оценки технического состояния основного оборудования гидроэлектростанций».

Оценка общего качества ремонта подшипника с обрезиненными сегментами на водяной смазке в процессе эксплуатационных испытаний производится по следующим параметрам: вибрация корпуса турбинного подшипника; биение турбинного вала, протечки через уплотнения вала в крышке ванны подшипника и в крышке турбины. Значения этих параметров не должны превышать нормы, установленные конструкторской документацией, вибрация не должна превышать значение, установленное СТО 17330282.27.140.001 «Методики оценки технического состояния основного оборудования гидроэлектростанций». Элементы опорных конструкций сегментов и регулировочные устройства должны обеспечивать надежную работу подшипника в течение межремонтного периода.

Значения предупредительных и аварийных уставок должны соответствовать требованиям конструкторской документации и местной инструкции по эксплуатации.

Вибрационный контроль за состоянием агрегата в зоне ТП Майнской ГЭС осуществляется с помощью датчиков, приведённых в таблице 2 [16, с.3-6]. Расположение перечисленных в таблице 2 представлено на рисунке А.1 в приложении А.

Таблица 2 – Места установки датчиков вибрации

Обозначение	Наименование	Место установки	Тип прибора (Производитель)
3AS14	Абсолютные горизонтальные виброперемещения корпуса ТП радиально НБ	Корпус турбинного подшипника со стороны НБ (ориентация датчика в направлении НБ)	ИВП-0,5-0,8/200 Преобразователь виброперемещений (ЛИИ им. Громова)
3AS15	Абсолютные горизонтальные виброперемещения корпуса ТП радиально ЛБ	Корпус турбинного подшипника со стороны ЛБ (ориентация датчика в направлении ЛБ)	ИВП-0,5-0,8/200 Преобразователь виброперемещений (ЛИИ им. Громова)
3AS16	Абсолютные вертикальные виброперемещения корпуса ТП вертикально НБ	Корпус турбинного подшипника со стороны НБ (ориентация датчика вертикально)	ИВП-0,5-0,8/200 Преобразователь виброперемещений (ЛИИ им. Громова)
3AS18	Относительные горизонтальные виброперемещения вала турбины в районе ТП НБ	Турбинный подшипник. Корпус подшипника со стороны НБ (ориентация датчика на центр вала)	330704-000-060-90-02-00 (Bently Nevada)
3AS19	Относительные горизонтальные виброперемещения вала турбины в районе ТП ЛБ	ТП. Корпус подшипника со стороны ЛБ (ориентация датчика на центр вала)	330704-000-060-90-02-00 (Bently Nevada)
3AS20	Датчик синхронизации (отметчик оборотов)	ТП Корпус подшипника со стороны НБ (ориентация датчика на центр вала)	330704-000-060-90-02-00 (Bently Nevada)

## 2 Факторы, влияющие на работу турбинного подшипника

В существующей научной литературе выделяют разные группы факторов, влияющие на функционирование ТП. К примеру, в статье [17], автор рассматривает ТП как механико-трибологическую систему и выделяет факторы (по характеру действия) на статические, кинематические и динамические. В целом для подшипников скольжения, к которым относится и турбинный подшипник, можно выделить следующие группы факторов [18]:

**Конструктивные факторы:** факторы, зависящие от конструкции подшипника, материалов, из которых он изготовлен, применяемой смазки и т.д.

**Технологические факторы:** факторы, отвечающие на вопрос: «Как изготовлен подшипник?», к ним можно отнести качество изготовления (включая контроль качества на различных этапах), выбор режимов термической и механической обработки используемых материалов, применения автоматизации процессов при изготовлении.

**Факторы, связанные с применением подшипников:** правильный выбор подшипников в соответствии с конкретными условиями отдельно взятой ГЭС, обеспечения надлежащей смазки и уплотнения подшипников; грамотная техника монтажа и эксплуатации подшипников.

Из последней группы факторов хотелось бы выделить сезонный фактор. **Сезонный фактор** (для турбинного подшипника с водяной смазкой) - фактор, воздействие которого на турбинный подшипник напрямую зависит от календарных и климатических условий. Действие данного фактора проявляется в различной интенсивности износа в разное время года, изменении зазора в ТП, изменения величины биения вала в зоне ТП и т.д. Особенность этого фактора в том, что его влияние происходит с некоторой периодичностью. Что делает его предсказуемым и позволяет учесть это во время эксплуатации.

К СФ, прежде всего, можно отнести изменение температуры и напора ГЭС. Напор ГЭС зависит от календарных условий и оказывает влияние на величины давлений перед подшипником и в его ванне. От климатических условий в основном зависит два параметра: температура окружающего воздуха

и температура воды. Изменение температуры влияет на интенсивность обрастания технологического оборудования ГЭС маленькими моллюсками – дрейссеной; в тёплый период года (июнь-август) на предгорных и горных реках к створам ГЭС приходит наибольшее количество взвешенных наносов [19, с. 280-284]; температура также влияет на тепловое расширение конструктивных частей, в результате которого изменяется их геометрический размер. Обо всём по порядку.

## **2.1 Влияние изменения напора ГЭС на работу ТП с водяной смазкой**

### **2.1.1 Теоретическое описание сезонной составляющей**

Исследователями [8, с.8-9] была замечена непростая взаимосвязь между надежностью работы резиновых подшипников и напора на ГЭС. Напор влияет прежде всего на величины давлений перед подшипником, в его ванне. Давление свыше 2–3 атмосфер недопустимо из-за опасности повреждения уплотнения вала, попадания атмосферного воздуха в рабочую зону и сгорания резинового покрытия вкладыша. При поврежденном уплотнении подшипник, если и не сгорит сразу (в этот момент давление под подшипником может быть выше атмосферного, и тогда сначала начнет затапливать шахту турбины), то уж в процессе остановки гидроагрегата это произойдет непременно. Повышенное, хоть и не критическое давление, также нежелательно, т. к. ведет к ускоренному износу трущихся поверхностей резины уплотнения и облицовки вала. На ГЭС с напором выше 20–30 м при водозаборе из напорных участков проточной части турбины необходимо искусственно снижать давление в ванне ТП.

Не менее опасна ситуация, когда давление в ванне подшипника лишь незначительно превосходит атмосферное. Износ антифрикционного покрытия сегментов и облицовки вала в процессе эксплуатации ведет к постепенному увеличению зазора между уплотнительным буртиком и валом. Гидравлическое сопротивление дросселирующей щели, гидравлические потери и перепад

давления в ней, а также величина суммарного коэффициента гидравлического сопротивления всей системы (напорного трубопровода и подшипника) уменьшаются. А расход через нее увеличивается. Происходит перераспределение местных гидравлических потерь и давлений на отдельных участках. Уменьшается доля потерь, приходящаяся на рабочую зону подшипника и давление в ванне ТП. Давление же в зоне под подшипником при изменении режимов работы агрегата по-прежнему колеблется в широком диапазоне — от значений, превышающих атмосферное давление при рабочих режимах, до значительного вакуума при резком сбросе нагрузки. Со временем давление в ванне подшипника при резком закрытии направляющего аппарата турбины может сравняться с атмосферным или даже оказаться ниже его, атмосферный воздух попадет в рабочую зону подшипника, и он сгорит.

### **2.1.2 Способ учета сезонной составляющей при эксплуатации**

Во избежание данных ситуаций давление в ванне подшипника необходимо поддерживать:

- выше минимального по условиям недопущения вакуума в рабочей зоне подшипника;
- ниже максимального по условиям надежности работы уплотнения вала.

Проблему с повышенным давлением в ванне ТП решают путем увеличения гидравлического сопротивления напорного трубопровода за счет установки на нем дополнительных дросселирующих устройств.

Правильно выбранный зазор обеспечивает перепад давления в дросселирующей щели, достаточный для компенсации наибольшего возможного вакуума в зоне, связанной с проточной частью турбины. Изменения, обусловленные постепенным возрастанием зазора в процессе эксплуатации, компенсируются соответствующим увеличением расхода через подшипник за счет уменьшения гидравлического сопротивления в подводящем трубопроводе. При чрезмерном увеличении зазора необходимо проводить

текущий ремонт с установкой прокладок между сегментами обрешеченного вкладыша и корпусом подшипника. Для каждого конкретного случая эти проблемы необходимо решать индивидуально, в зависимости от условий на ГЭС, к примеру, от напора, мощности и т. п. В процессе изготовления турбин на заводе даже при самом точном изготовлении узлов допустимые отклонения сопрягаемых деталей нередко превышали в сумме зазор, исключающий возможность возникновения в ванне подшипника вакуума. Это относилось в первую очередь к крупным турбинам. Поэтому на части агрегатов этих ГЭС регулировку зазора в подшипнике приходилось осуществлять уже на стадии первоначального монтажа [19].

### 2.1.3 Оценка влияния сезонной составляющей на ТП гидроагрегата МГЭС

Влияние изменения напора ГЭС на давление в ванне турбинных подшипников Майнских гидроагрегатов незначительно. Несущественное влияние данной составляющей СФ обуславливается сравнительно небольшим напором на ГЭС и его незначительным изменением в течение года. Расчетный напор МГЭС составляет 16,9 метров, что на много ниже указанного напора в п. 2.1.1 величиной в 20-30 метров. Максимальный напор на МГЭС по данным АСУ ТП за 2016 год составил 15,89 м., в то время как минимальный 12,25 метра.

Максимальный диапазон изменения напора внутри года незначителен и составляет:

$$\Delta H_{max} = H_{max} - H_{min} = 15,89 - 12,25 = 3,64 \text{ м}, \quad (1)$$

где  $H_{max}$  – максимальный напор;

$H_{min}$  – минимальный напор.

В заключение по п. 2.1.3 можно сделать следующий **вывод**: условия эксплуатации Майнской ГЭС, описанные в пункте, не требуют дополнительных

мер по учету влияния величины изменения напора ГЭС на работу ТП гидроагрегатов станции.

## **2.2 Обрастание частей турбинного подшипника моллюском дрейссеной**

### **2.2.1 Теоретическое описание сезонной составляющей**

Как уже говорилось ранее в п. 2, одним из недостатков турбинного подшипника на водяной смазке является обрастание дрейссеной. Это проблема не только турбинного подшипника, зачастую засорениям подвергаются также воздухоохладители генератора, водозаборы и водоводы, теплообменные аппараты и фильтры. Примеры объектов засорения [20, с.22] представлены на рисунке 1.



Рисунок 1 – Пример обрастания дрейссеной

В цифрах проблему обрастания дрейссеной можно выразить следующим образом [20, с.23]:

- С 2003 по 2007 гг. из-за засорения дрейссеной гидроагрегаты были остановлены 91 раз.
- В связи с остановками, связанными с засорением дрейссеной, располагаемая мощность уменьшается на 15-20 МВт в год.
- Для устранения последствий засорения каждый год расходуется 1-1,5 млн. рублей.

Максимальное количество остановов из-за обрастания дрейссеной наблюдается летом (в наиболее тёплое время года в июне – августе).

### **2.2.2 Способ учета сезонной составляющей при эксплуатации**

Мерами борьбы с дрейссеной является [20, с. 29-37]:

- Применение фильтров с уменьшенным диаметром ячеек;
- Оснащение фильтров современной системой самоочистки;
- Применение защитных покрытий, которые не позволяют дрейссене закрепляться.

Зная об о таком явлении, как обрастание/засорение дрейссеной и о его интенсивности, можно предварительно подготовиться к наиболее опасному сезону. Принять меры, которые позволят снизить количество остановов гидроагрегатов и снизят материальный ущерб.

### **2.2.3 Оценка влияния сезонной составляющей на ТП гидроагрегата МГЭС**

Майнская ГЭС расположена на реке Енисей, вода в реке достаточно холодная для размножения дрейссены. Максимальная температура Майнского водохранилища, по данным правил технической эксплуатации и благоустройства каскада водохранилищ на реке Енисей (Красноярского, Саяно-Шушенского, Майнского), составляет 14,3°C. Размножение дрейссены начинается при температуре воды 12–17°C [21, с.61]. Так как, бóльшее время года температура воды не поднимается выше 12 °C, проблем с обрастанием дрейссеной нет.

**Вывод:** условия эксплуатации Майнской ГЭС, описанные в пункте, не требуют дополнительных мер по борьбе с обрастанием моллюском дрейссеной, ввиду отсутствия благоприятной среды для его размножения.



## **2.3 Сезонное изменение количества переносимого рекой стока взвешенных наносов**

### **2.3.1 Теоретическое описание сезонной составляющей**

При эксплуатации гидротурбин приходится сталкиваться с таким явлением как абразивный износ. Под абразивным износом гидравлической турбины подразумевают выражаемые обычно в долях или процентах от первоначальных величин потери веса (объема) деталей проточной части гидротурбины, которые происходят под истирающим и ударным воздействием взвешенных в воде наносов [22, с.3]. Износ деталей турбины зависит от многих факторов, из которых наиболее важными являются скорость потока, концентрация наносов, длительность воздействия насыщенного наносами потока на проточную часть турбины, твердость, форма и размеры частиц наносов, профили и размеры турбинных деталей, износостойкость материалов, из которых эти детали изготовлены, и др.

Обострение проблемы с увеличением количества взвешенных твердых частиц (наносов) в воде, в особенности на горных реках [23, с. 280-284], носит сезонный характер, наибольшее увеличение стока взвешенных наносов отслеживается в теплое время года.

Абразивный износ может также оказывать негативное влияние и на ТП, при недостаточной очистке воды, подаваемой на смазку ТП.

### **2.3.2 Способ учета сезонной составляющей при эксплуатации**

Использование подшипников на резиновой основе с охлаждением и смазкой водой в таких условиях не является целесообразным. Вода с большим содержанием твердых частиц подвергнет подшипник серьезному абразивному износу, вызовет частую неплановую чистку фильтров.

**Вывод:** при наличии на гидроэлектростанциях проблем, связанных с абразивным износом ТП, необходимо рассмотреть возможность замены резинового ТП на баббитовый.

### 2.3.3 Оценка влияния сезонной составляющей на ТП гидроагрегата МГЭС

В Майнском водохранилище в течение 1983-2012 гг. содержание взвешенных веществ составляло 5,0-58,8 мг/дм<sup>3</sup>, причем наибольшие концентрации (9,5-58,8 мг/дм<sup>3</sup>) фиксировались, преимущественно, в теплый период года (что вновь подтверждает факт сезонности). В остальные периоды года концентрация взвешенных веществ довольно стабильна и колебалась в среднем от 5,0 мг/дм<sup>3</sup> до 10,8 мг/дм<sup>3</sup> (0,5-18,2 мг/дм<sup>3</sup> по информации на 2011-2013 гг.).

По данным Среднесибирского УГМС в створе 8,5 км ниже СШГЭС отмечается однородное годовое значение концентрации – до 5 мг/дм<sup>3</sup>.

Для сравнения, ранее в п 1.3. было указано, что вода, подаваемая на подшипник, должна быть чистой, с содержанием твердых частиц не выше 1,65 г/м<sup>3</sup>, крупностью не более 0,05 мм. Необходимая допустимая концентрация твердых веществ содержащихся в воде, подаваемой на подшипник, обеспечивается за счет применения фильтров.

**Вывод:** содержание взвешенных твёрдых веществ в воде, подаваемой на смазку ТП, невелико. Дополнительных мер, связанных с предотвращением абразивного износа в ТП, не требуются.

## 2.4 Сезонное тепловое расширение конструктивных частей

### 2.4.1 Теоретическое описание сезонной составляющей

Основным параметром для турбинного подшипника является зазор, который определяется минимальным расстоянием, необходимым для обеспечения смазки поверхностного трения. Зазор имеет свойство изменяться в процессе эксплуатации, причиной изменения может быть износ трущихся частей<sup>1</sup> (облицовка вала, обрезиненный вкладыш), ослабление крепежа и тепловое расширение металла. Установка зазора без учета данных причин может нести за собой негативные последствия, к примеру, повышение уровня вибрации при увеличении зазора. Наиболее неблагоприятный вариант - выход из строя турбинного подшипника, что приведет к длительному простоя агрегата и большим материальным потерям.

Порядка 50 лет назад, исследователями было замечено [13, с.150] увеличение биения вала в зимнее время, когда температура охлаждающей воды значительно падает, диаметр охлажденного вала уменьшается, а зазор между ним и вкладышем растет.

Обратная картина происходит летом, когда из-за нагрева водой диаметр вала увеличивается, зазор между ним и вкладышами и биение вала уменьшаются. Сезонное влияние температуры охлаждающей воды сказывается в изменениях биения до  $\pm 0,5$  мм от среднего значения (рисунок 2).

---

<sup>1</sup> В данном случае подразумевается износ от жидкостного трения в системе вал – вода – подшипник, механическое трение вала об резиновый вкладыш является недопустимым.

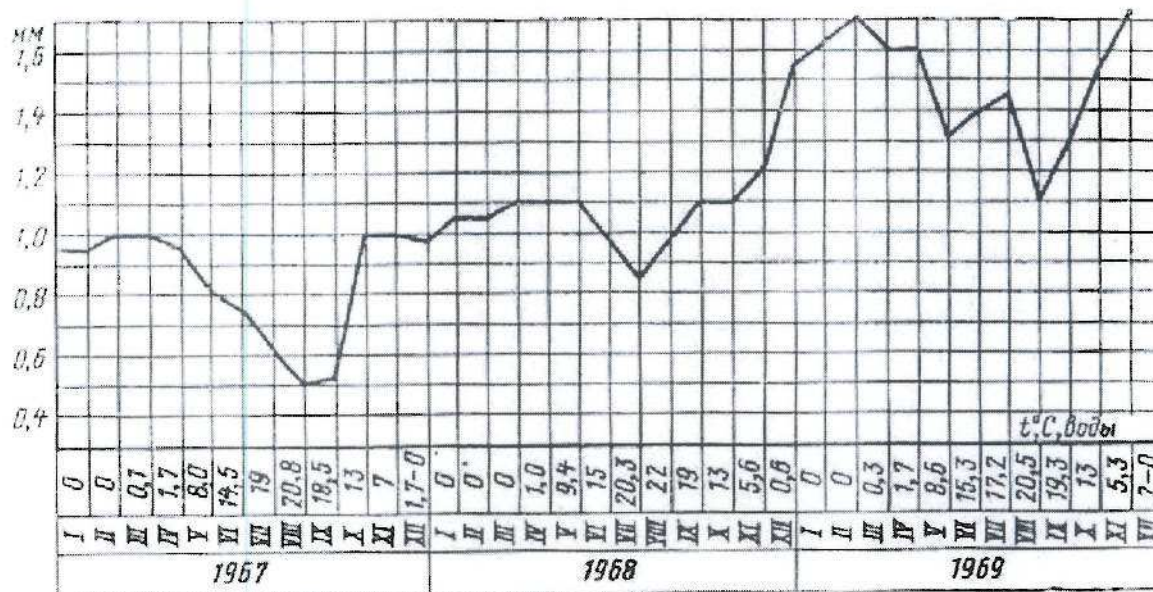


Рисунок 2 – Биение вала у направляющего подшипника турбины в зависимости от времени года

В настоящее время явление теплового расширения в ТП, по мнению автора, либо не учитывается, либо учитывается в недостаточной степени. Обоснованием этого являются проблемы, возникающие при эксплуатации турбинных подшипников с резиновыми вкладышами, в том числе на новых (после проведения на станциях комплексной модернизации) подшипниках. В качестве подтверждения может служить изменение эксплуатирующей организацией (по согласованию с заводом-изготовителем) предупредительных и аварийных уставок по биению вала в сторону увеличения в зимний период. Это связано с тем, что понижение температуры воды охлаждающей жидкости приводит к увеличению зазора порядка 0,1-0,2 мм.

Еще одним подтверждением являются разработанные конструкторским бюро значения поправочных коэффициентов для установки зазора в зависимости от фактической температуры воды. Неприятность состоит в том, что эти коэффициенты разработаны уже после выявления проблем в эксплуатации, а для некоторых ГЭС, к примеру, Майнская, такие коэффициенты вовсе отсутствуют.

#### **2.4.2 Способ учета сезонной составляющей при эксплуатации**

Основной способ учета данного явления - установка зазора в ТП с учетом температуры облицовки вала и фактической температуры воды, подаваемой к турбинному подшипнику.

#### **2.4.3 Оценка влияния сезонной составляющей на ТП гидроагрегата МГЭС**

Внутригодовой ход температуры воды водохранилища Майнской ГЭС характеризуется следующим образом. С января до середины февраля температура воды понижается с 3,6-5,0 до 1,4-3,2 °С. Затем происходит повышение температуры воды - сначала постепенное, до середины мая (3,1 -3,8 °С), а потом более интенсивное. Максимальные значения температуры воды, до 14,3 °С, отмечаются в середине сентября. В дальнейшем наблюдается понижение температуры до 3,6-5,0 °С в конце года.

В водохранилище также наблюдаются процессы термической дифференциации воды, направление которой меняется в зависимости от сезона: в теплый период температура воды с глубиной уменьшается, а в зимний - увеличивается.

Несмотря на то, что диапазон изменения температуры воды в Енисее, по сравнению с другими реками, не так велик и составляет порядка 13 °С. Этот перепад оказывает существенное влияние на работу турбинного подшипника.

Связь биения вала в зоне турбинного подшипника в зависимости от сезонности (температуры) представлена на рисунках А.2-А.3 в приложении А (показания биения вала в зоне ТП собраны с помощью стационарной системы виброконтроля, места установки датчиков и описание самих датчиков отражены в таблице 2 и на рисунке А.1 в приложении А). На данных рисунках видна явная зависимость параметров. При увеличении температуры происходит

тепловое расширение металла вала, при этом зазор уменьшается и вал начинается «зажиматься» подшипником, что видно по уменьшению величины биения. Момент может стать критичным при задевании рубашкой вала об вкладыш подшипника, при этом произойдет перегрев резины и выход подшипника из строя, сопровождающийся снижением расхода на смазку ТП (канавки начнут заволакиваться жженой резиной).

Обратная ситуация происходит зимой, когда вал под действием температуры уменьшается в диаметре. Зазор при этом увеличивается, биение возрастает. Что негативно сказывается на работе ГА и может привести к его отключению при достижении величин вибрации аварийных уставок.

Для наблюдения за температурой вала, совместно с сотрудниками СМО СШ ГЭС, была проведена тепловизионная съёмка, которая показала неравномерный нагрев по всей длине вала. Наиболее холодным местом на валу оказалось место в зоне турбинного подшипника, температура в этой области была близка по значению к температуре воды, подаваемой на охлаждение. Результат тепловизионной съёмки представлен на рисунке 3.

Дата тепловизионной съёмки: 15.07.2016 г.

Температура воды: 11,7 °С.

**Вывод:** проблема теплового расширения конструктивных частей для ТП Майнских гидроагрегатов является актуальной. При установке зазора в ТП необходимо учитывать фактическую температуру воды и облицовки вала.



Рисунок 3 – Результат тепловизионной съёмки

## 2.5 Анализ результатов проведённого опроса

Для подтверждения или опровержения фактов влияния перечисленных выше составляющих сезонного фактора, был произведён опрос сотрудников в Филиалах ПАО «РусГидро». Целевой аудиторией являлись инженеры и руководители групп ТиГМО ПТС.

Рассылка опроса для прохождения была произведена по принципу: одному сотруднику с одной ГЭС. Результаты опроса приведены в рисунках А.6-А.11 приложения А.

Опрос проводился анонимным. Без привязки к конкретным лицам и станциям. Собиралась лишь общая информация по ПАО "РусГидро".

Цели проведённого опроса:

- определить по компании (в процентном соотношении) структуру

применённых турбинных подшипников (сколько с резиновыми вкладышами с водяной смазкой, сколько с баббитовыми вкладышами с масляной смазкой и т.д.);

- выявить, замечено ли на практике (из опыта участников опроса) влияние сезонного фактора на работу турбинного подшипника с водяной смазкой;

- определить, какие из теоретически возможных составляющих сезонного фактора (связь напора и давления в ванне подшипника; связь абразивного износа с сезонным изменением взвешенных твёрдых частиц в воде; обрастание дрейссеной; связь теплового расширения с изменением зазора и величиной биения вала) проявляются наиболее часто в компании;

- узнать информацию по регулировке зазора (периодичность, продолжительность и т.д.).

Рассылка опроса была произведена 21 сотруднику, работающим на разных гидроэлектростанциях. Из 21 опрошенных, было получено 9 ответов, что составляет почти 43%.

Из 9-ти полученных ответов, пятеро респондентов (55,6%) ответили, что у них установлен резиновый подшипник с водяной смазкой.

Из 5-ти резиновых подшипников с водяной смазкой, по конструктивному исполнению ТП разделились следующим образом: 60% (3 ответа) – сегментные подшипники, 40% (2 ответа) – кольцевые.

На вопрос об обрастании моллюском-дрейссеной, один из ответов был положительный: «Обрастают ванны ТП, чистятся при текущем ремонте».

**Вывод:** проблема обрастания дрейссеной может наблюдаться в зависимости от конкретных условий на ГЭС (в данном случае условий, комфортных для размножения дрейссены).

На вопросы о абразивном износе респонденты ответили отрицательно.

**Вывод:** это говорит о том, что подаваемая на смазку ТП вода является достаточно чистой. Чистота (имеется ввиду величина концентрации твёрдых



взвешенных частиц) воды обусловлена либо самой рекой, на которой применяется ТП, либо достаточной очищающей способностью фильтров.

Связь между изменением напора и величиной давления в ванне ТП замечали 40% опрошенных (2 ответа из 5), эксплуатирующих резиновый ТП с водяной смазкой. Однако, проблем с данным явлением выявлено не было.

**Вывод:** связь между изменением напора и величиной давления в ванне ТП подтвердилась. Отсутствие проблем, связанных с данным явлением, вероятно, определено небольшим напором на ГЭС (и его небольшим изменением), а также конструкцией самих подшипников. Степень износа, в зависимости от давления в ванне ТП, оценить трудно. Для этого необходима регистрация данных о давлении в ванне в АСУ ТП и фиксация износа облицовки вала и поверхности обрешиненного вкладыша в разные времена года.

Связь зазора в ТП, биения вала в зоне ТП с тепловым расширением металла вала была отмечена 2-мя респондентами из 5 (40%). При этом одним из них было указано, что при установке зазора учитывается фактическая температура воды, подаваемой на смазку и температура облицовки вала.

**Вывод:** на некоторых гидроэлектростанциях проблема связи теплового расширения и зазора в ТП существует, причем кое-где данное явление принимается во внимание.

Часть опроса про регулировку зазора (периодичность, продолжительность и т.д.) имеет довольно разносторонние ответы. Зависящие, прежде всего, от конструктивного исполнения подшипника (сегментный, кольцевой).

### 3 Расчетная часть исследований

#### 3.1 Анализ трендов величины биения вала в зоне турбинного подшипника

Допущение: в исходных статистических данных, выгруженных с АСУ ТП, значения температуры воды представлены для нижнего бьефа, в расчетах принимаем, что температура воды, подаваемой на смазку ТП из спиральной камеры, равна температуре воды в НБ.

Для анализа связи биения вала в зоне турбинного подшипника в зависимости от сезонности (температуры) рассмотрим режим работы при котором агрегат работает в одинаковом режиме. Колебания мощности находятся в пределах 2 МВт. Величина изменения напора в диапазоне 0,3 м. Такие условия позволят частично оградиться от других параметров, влияющих на величину биения вала.

Параметры режима гидроагрегата, такие как напор и мощность, как уже говорилось ранее, относительно стабильны (рисунок 4).

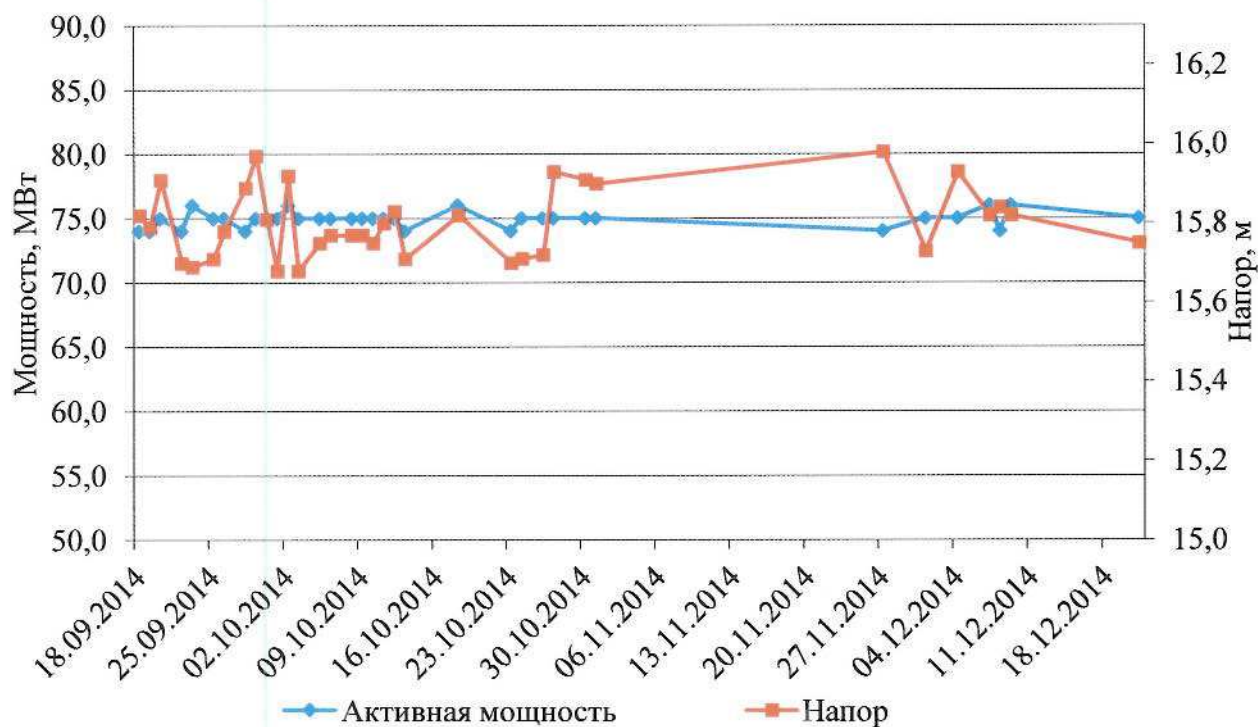


Рисунок 4 – Рассматриваемые параметры режима гидроагрегата

Величины биения ТП НБ и ТП ЛБ, а также температура воды в НБ отражены на рисунке 5.

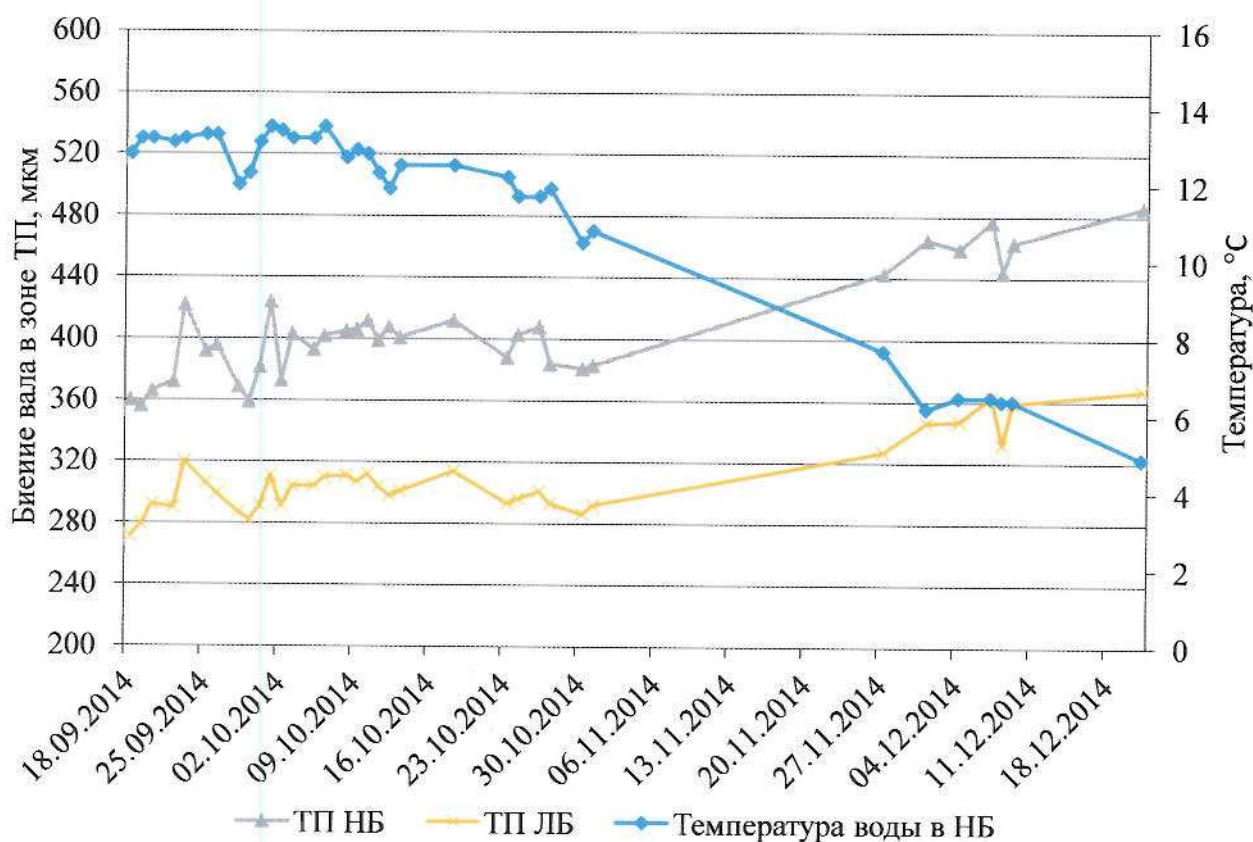


Рисунок 5 – Анализ трендов величины биения вала в зоне ТП

Анализируя рисунок 5, замечено: при температуре воды находящейся в боковом диапазоне, биение вала также находится в боковом диапазоне. При установлении какой-либо тенденции изменения температуры, между параметрами наблюдается обратная связь. В данном случае снижение температуры приводит к росту биения вала. Описание природы данного явления было приведено в пунктах 2.2.1 и 2.2.3.

### 3.2 Доказательство корреляционной зависимости

Для определения статистической взаимосвязи двух случайных величин, в данном случае величины биения вала и температуры воды, воспользуемся корреляционным анализом. Для расчета коэффициента корреляции, обычно применяется формула 2.

$$r_{xy} = \frac{\sum(x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum(x_i - \bar{x})^2 \cdot \sum(y_i - \bar{y})^2}}, \quad (2)$$

где  $\bar{x}$  и  $\bar{y}$  - выборочные средние, определяющиеся по формулам 3 и 4,  
 $x_i$  - значения, принимаемые переменной X,  
 $y_i$  - значения, принимаемые переменной Y.

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (3)$$

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i. \quad (4)$$

Для более точного расчета воспользуемся программным комплексом Excel. С встроенной функцией «=КОРРЕЛ». Для расчета используется статистические данные по ГА ст. н. 1 за временной интервал с 08.08.2015 по 09.04.2017. В расчете участвует около 550 значений по каждому параметру (температура, биение вала ТП НБ и ТП ЛБ).

Результат расчета коэффициента корреляции параметров представлен в таблице 3.

Таблица 3 – Значения коэффициентов корреляции

Корреляция параметров	r
Корреляция t, °С и биения вала ТП НБ	-0,74
Корреляция t, °С и биения вала ТП ЛБ	-0,87
Корреляция биения вала ТП НБ и ТП ЛБ	0,96

Интерпретация коэффициентов и описание тесноты связи представлены в таблице 4 и 5.

Таблица 4 – Интерпретация связи

Значение линейного коэффициента связи	Характер связи	Интерпретация связи
$r = 0$	отсутствует	-
$0 < r < 1$	прямая	с увеличением x увеличивается y
$-1 < r < 0$	обратная	с увеличением x уменьшается y и наоборот
$r = 1$	функциональная	каждому значению факторного признака строго соответствует одно значение результативного признака

Таблица 5 – Теснота корреляционной связи

Теснота связи	Значение коэффициента корреляции при наличии:	
	прямой связи	обратной связи
Слабая	0,1 – 0,3	(-0,1) – (-0,3)
Умеренная	0,3 – 0,5	(-0,3) – (-0,5)
Заметная	0,5 – 0,7	(-0,5) – (-0,7)
Высокая	0,7 – 0,9	(-0,7) – (-0,9)
Весьма высокая	0,9 – 0,99	(-0,9) – (-0,99)

Рассматриваемый временной интервал достаточно большой. На нём осуществлялись различные технические воздействия на гидроагрегат (пуски, остановки, ремонты, регулировки зазора и т.д.) влияющие на параметр биения вала. Несмотря на это, коэффициенты корреляции получились достаточно высокими. По полученным коэффициентам, можно сделать следующий вывод: температура воды водохранилища в НБ имеет высокую обратную связь с величиной биения в зоне ТП.

### 3.3 Расчет необходимого зазора в ТП с учетом фактической температуры облицовки вала

#### 3.3.1 Апробация методики и проверка достоверности результатов

В турбинных подшипниках должен устанавливаться зазор на весь период эксплуатации с учетом фактической температуры воды, подаваемой к турбинному подшипнику и температуры облицовки вала (п 2.4.2 и п 2.4.3).

Зазор определяется минимальным расстоянием, необходимым для обеспечения смазки поверхностного трения. При максимальной температуре диаметральный зазор в турбинном подшипнике следует устанавливать минимальный, но не меньше, чем нормативная величина, предусмотренная заводом-изготовителем. Для остальных периодов диаметральный зазор следует устанавливать с учетом пересчета зазора при максимальной температуре с использованием поправочных коэффициентов " $k$ ", учитывающих изменение диаметра облицовки вала при изменении температуры воды, подаваемой к турбинному подшипнику.

Разберём пример использования поправочных коэффициентов, разработанных СКБ, для одной из ГЭС европейской части России.

Исходные данные:

Минимально допустимый зазор,  $\Delta_{tmax} - 0,3$  мм;

Диаметр шейки вала,  $D - 1520$  мм;

Коэффициент линейного теплового расширения металла,  $\alpha_l \cdot 10^{-6} = 10,5$  1/°C.

Данный коэффициент принят для марки стали UNS S41500 в соответствии с ASME II A SA240/SA240M, изд. 2010. (Листовой прокат фирмы "Industeel" ArcelirMittal, Франция).

Значения поправочного коэффициента "k" для заданного диапазона температур воды подаваемой к турбинному подшипнику приведены в таблице 6:

Таблица 6 – Значения поправочных коэффициентов от СКБ

Факт. температура воды $t_{\text{факт}}$ , °C	27	20	15	10	5	0,2
Поправочный коэффициент, k	1,00	1,37	1,63	1,89	2,14	2,40

Рассчитаем зазоры для периодов отличных от максимальной температуры, путём использования поправочных коэффициентов:

$$\Delta = \Delta_{t_{\text{max}}} \cdot k, \quad (5)$$

где  $\Delta_{t_{\text{max}}}$  – минимальный зазор при максимальной температуре;

k – поправочный коэффициент из таблицы 6.

Результатом расчета будут являться числовые значения зазора для разной температуры воды, приведенные в таблице 7.

Таблица 7 – Диаметральные зазоры в зависимости от фактической температуры воды

Факт. температура воды $t_{\text{факт}}$ , °C	27	20	15	10	5	0,2
Диаметральный зазор в ТП $\Delta$ , мм	0,30	0,41	0,49	0,57	0,64	0,72

Найдём поправочные коэффициенты через расчет теплового расширения металла вала. Диапазон изменения температуры вычисляется по формуле:

$$\Delta T = T_2 - T_1, \quad (6)$$

где  $T_2$  – максимальная температура воды;

$T_1$  – фактическая температура воды.

Величина теплового расширения металла вала будет равна:

$$\Delta D = D \cdot \alpha_l \cdot \Delta T, \quad (7)$$

где  $D$  – диаметр шейки вала;

$\alpha_l$  – коэффициент линейного теплового расширения металла;

$\Delta T$  – диапазон изменения температуры.

С учетом величины теплового расширения металла вала, найдём необходимый зазор для фактической температуры по формуле:

$$\Delta = \Delta_{tmax} + \Delta D, \quad (8)$$

где  $\Delta_{tmax}$  – минимальный зазор при максимальной температуре;

$\Delta D$  – величина теплового расширения металла вала, определяемая по формуле 7.

Вычислим расчетные значения поправочного коэффициента:

$$k_p = \frac{\Delta}{\Delta_{tmax}}. \quad (9)$$

Относительная погрешность расчетных поправочных коэффициентов, по сравнению с предложенными от СКБ:



$$\delta = \frac{k_p - k}{k} \cdot 100\%. \quad (10)$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 8:

Таблица 8 – Результаты расчета поправочных коэффициентов

Изменение температуры с по	27-27	20-27	15-27	10-27	5-27	0,2-27
Диапазон изменения $t$ , °С	0	7	12	17	22	26,8
Тепловое расширение металла вала, мм	0	0,11	0,19	0,27	0,35	0,43
Необходимый зазор для $t_{\text{факт}}$ , °С	0,3	0,41	0,49	0,57	0,65	0,73
Расчетный поправочный коэффициент, $k$	1	1,37	1,64	1,90	2,17	2,43
Погрешность расчета относительная, %	0	0,18	0,52	0,76	1,42	1,07

Если на момент установки зазора турбинного подшипника температура облицовки вала будет больше на 5°С температуры воды, то величину диаметрального зазора, рассчитанного по вышеуказанной формуле (5) необходимо скорректировать на 0,1 мм в сторону его уменьшения при этом нужно обращать внимание на то, что минимальное значение диаметрального зазора, устанавливаемого в турбинном подшипнике не должно быть меньше чем 0,3 мм.

**Вывод:** применяемая методика расчета оправдала себя и показала максимальную относительную погрешность в 1,42%. При расчете зазоров для МГЭС можно применить эту же методику.

### 3.3.2 Расчет зазора в ТП гидроагрегатов МГЭС с учетом фактической температуры воды и облицовки вала

Произведём расчет зазора в ТП с учетом фактической температуры воды и облицовки вала для МГЭС.

Исходные данные:

Минимально допустимый зазор [14],  $\Delta_{t_{\text{max}}}$  – 0,2 мм;

Диаметр шейки вала,  $D$  – 1520 мм;

Коэффициент линейного теплового расширения металла,  $\alpha_l \cdot 10^{-6} = 11,1$   $1/^\circ\text{C}$ .

Максимальное значение температуры воды (по ПТЭБ каскада водохранилищ на реке Енисей) – 14,3  $^\circ\text{C}$ .

Минимальное значение температуры воды (по ПТЭБ каскада водохранилищ на реке Енисей) – 1,4  $^\circ\text{C}$ .

Зададимся фактической температурой в диапазоне от 1,4 до 14,3  $^\circ\text{C}$  (таблица 9).

Произведём пример расчета для столбца 6.

Диапазон изменения температуры вычислим по формуле (6):

$$\Delta T = 14,3 - 6,3 = 8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Величина теплового расширения металла вала будет равна (7):

$$\Delta D = 1520 \cdot 11,1 \cdot 10^{-6} \cdot 8 = 0,14 \text{ мм}.$$

С учетом величины теплового расширения металла вала, найдём необходимый зазор для фактической температуры по формуле (8):

$$\Delta = 0,2 + 0,14 = 0,34 \text{ мм}.$$

Вычислим значения поправочного коэффициента (9):

$$k = \frac{0,34}{0,2} = 1,7$$

Результаты расчета поправочных коэффициентов сведены в таблицу 9.

Таблица 9 – Результаты расчета поправочных коэффициентов

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Изменение температуры с по	14,3-14,3	12-14,3	10-14,3	8-14,3	6-14,3	4-14,3	2-14,3	1,4-14,3
Диапазон изменения $t$ , °С	0	2,3	4,3	6,3	8,3	10,3	12,3	12,9
Тепловое расширение металла вала, мм	0	0,04	0,07	0,11	0,14	0,17	0,21	0,22
Необходимый зазор для $t_{\text{факт}}$ , °С	0,20	0,24	0,27	0,31	0,34	0,37	0,41	0,42
Расчетный поправочный коэффициент, k	1,00	1,19	1,36	1,53	1,70	1,87	2,04	2,09

Аналогично, как и в п. 3.3.1, если на момент установки зазора турбинного подшипника температура облицовки вала будет больше на 5°С температуры воды, то величину диаметрального зазора, рассчитанного по формуле (5) необходимо скорректировать на 0,1 мм в сторону его уменьшения при этом нужно обращать внимание на то, что минимальное значение диаметрального зазора, устанавливаемого в турбинном подшипнике не должно быть меньше чем 0,2 мм.

Установку зазора в турбинном подшипнике, величина которого, выходит за пределы нормативных значений (в данном случае по [14] 0,2 – 0,3 мм), допускается производить только после согласования с заводом–изготовителем.

### 3.4 Разработка алгоритма мониторинга для своевременного выявления и предотвращения развивающихся дефектов

В настоящее время наиболее распространено срабатывание технологических защит при достижении значения контролируемого параметра аварийного или предупредительного значения, где данные значения являются постоянными [26]. Применение такого метода обусловлено использованием

аналоговой техники. Недостатком такого способа технологических защит является повышенный износ оборудования при его работе в аварийном режиме (достижении технологических параметров уровня аварийной сигнализации). Решением этой проблемы является более детальный анализ параметров во время эксплуатации и не допуск работы оборудования в аварийном режиме. Детальный анализ стал возможен благодаря развитию электроники и микропроцессорной техники, его применение для детального анализа технологических параметров в диапазоне значений, не достигающем предупредительной и аварийной сигнализации, позволит [34, с.46]:

- повысить эффективность управления и исключить работу оборудования в неблагоприятных режимах (перегрев, повышенная вибрация и т.п.);
- выявить дефекты оборудования на ранних стадиях и предотвратить их развитие в критические дефекты, приводящие к невосстанавливаемым повреждениям оборудования;
  - уменьшить число аварийных отключений;
  - избежать недоотпуск электроэнергии;
  - повысить устойчивость энергосистемы России.

Применение новых способов оперативного контроля оборудования дополняет традиционные методы технологических защит.

Задачи мониторинга, контроля, регулирования и управления состоянием оборудования ГЭС представляют собой взаимосвязанные задачи управления, основанные на данных текущих измерений контролируемых и управляемых параметров. В основе этих задач лежат три основных принципа деятельности [34, с.47]:

- реакция на факт отклонения параметра от заданного значения или величину этого отклонения (пропорциональное регулирование);
- реакция на устойчивое отклонение параметра от заданного значения или интегральную величину этого отклонения (интегральное действие);
- реакция на скорость изменения параметра внутри зоны допустимых

значений параметра (дифференциальное действие) или комбинация всех трех принципов (ПИД принцип действия).

Для начала рассмотрим анализ оборудования по одному параметру. В мире существует несколько способов ведения контроля изменения параметра [34, с.47].

Первый способ – это введение дополнительных уставок для дополнительных сигнализаций (пропорциональное действие). Этот способ прост в реализации и часто используется в системах вибродиагностики [26].

Второй способ – вести анализ тенденции изменения параметра или анализировать отклонение параметра от среднесуточного значения работы (интегральное и дифференциальное действие). Этот способ помогает определить состояние оборудования внутри диапазонов, предсказать поведение параметра и предсказать оставшееся время до отключения. Для наглядности предложенного метода рассмотрим реальный случай на примере работы подшипника Майнской ГЭС.

Алгоритм дифференциального действия можно рассмотреть на отключении ГА №3 Майнской ГЭС, произошедшее в июле 2015г. Отключение произошло после достижения аварийной уставки по расходу воды через турбинный подшипник. Оперативный персонал не имел времени на принятие оперативных решений по выводу генератора после вывода предупредительной сигнализации, т.к. времени между прохождением предупредительной и аварийной сигнализацией было недостаточно для вывода гидрогенератора из работы. В результате вышесказанного разрушился турбинный подшипник. Тренды расходов представлены на рисунке 6.

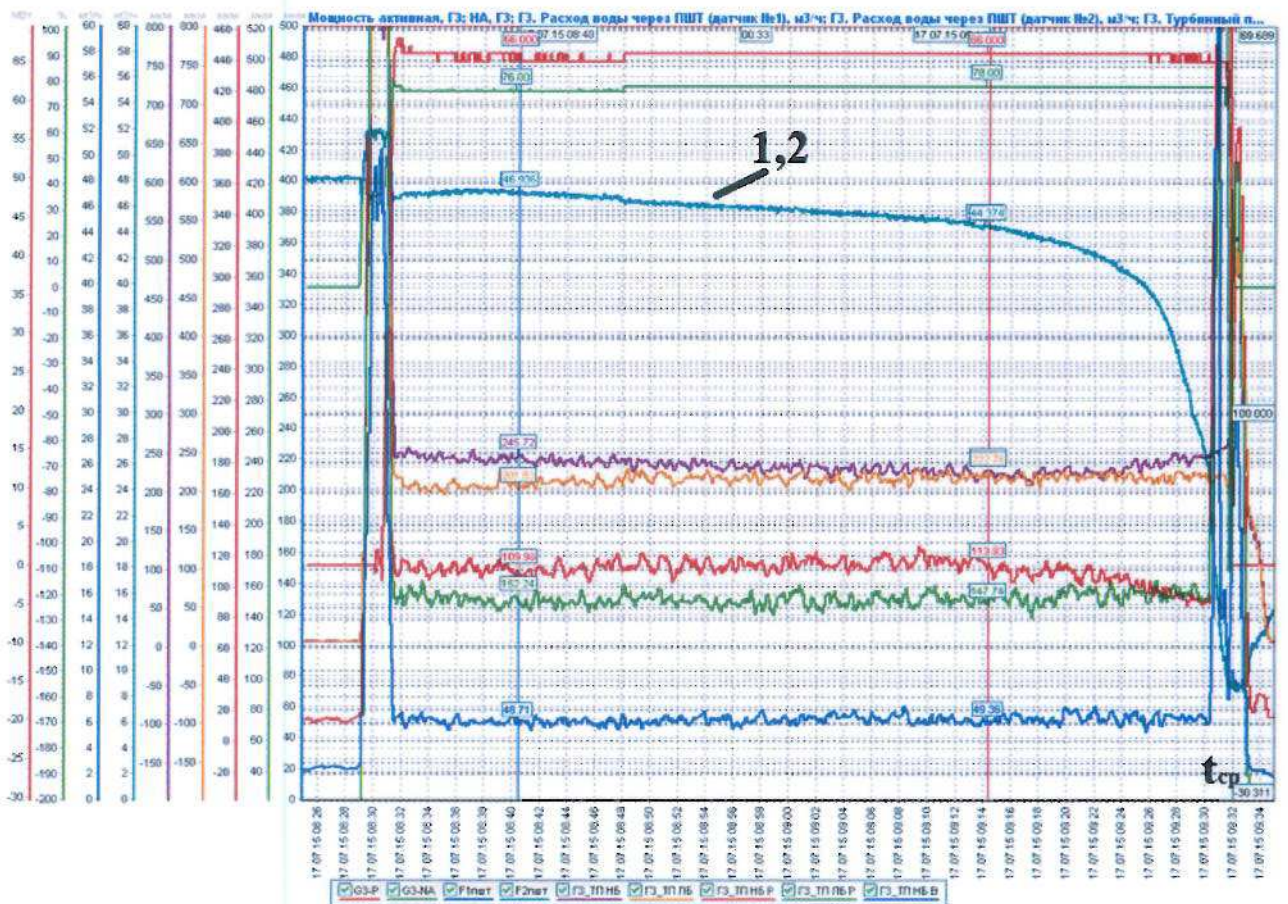


Рисунок 6 - Диаграмма изменения расхода воды через турбинный подшипник ГА №3 МГЭС:

1 – расход воды через турбинный подшипник датчик №1; 2 – расход воды через турбинный подшипник датчик №2;  $t_{cp}$  – время достижения уровня аварийной уставки

Из рисунка 6 видно, что расход начинает резко уменьшаться после 9.15 17.07.2015 и если в это время прошла предупредительная сигнализация, то оперативный персонал станции успел бы вывести гидрогенератор из работы и предотвратить разрушения подшипника.

Алгоритмы ПИД– мониторинга разработаны СМО СШ ГЭС для некоторых объектов и их контролируемых параметров, в данный момент эти алгоритмы находятся в опытной эксплуатации. Помимо этих алгоритмов можно также использовать алгоритм, реагирующий на корреляционную связь параметров, которой и обладает величина биения вала в зоне ТП и температура воды, подаваемой на его смазку (связь статистически доказана в п. 3.2).

Целью данного алгоритма является уведомление персонала о нарушении привычной связи параметров. Работа данного алгоритма позволит своевременно провести обследование, выявить причину нарушения и спланировать проведение ремонтных работ.

Работа алгоритма осуществляется путём расчета коэффициента корреляции с помощью математической обработки данных в АСУ ТП и последующим сравнением с уставкой.

Пример действия алгоритма: при увеличении температуры происходит тепловое расширение металла вала, при этом зазор уменьшается и вал начинается «зажиматься» подшипником, при этом должно происходить уменьшение величины биения вала в зоне ТП. Однако, если при росте температуры этого явления не происходит, это может являться условием для возможного зарождающегося дефекта, к примеру, ослаблением крепежа.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения работы было исследовано влияние сезонного фактора на работу турбинного подшипника гидроагрегата Майнской ГЭС.

Были решены основные задачи, а именно:

- определены факторы, влияющие на работу турбинного подшипника.

К ним были отнесены конструктивные, технологические и эксплуатационные факторы.

- сформулировано понятие «сезонного фактора» для турбинного подшипника с водяной смазкой и определены его составляющие.

**Сезонный фактор** (для турбинного подшипника с водяной смазкой) - фактор, воздействие которого на турбинный подшипник напрямую зависит от календарных и климатических условий. От календарных условий зависит такая составляющая сезонного фактора, как связь изменения напора ГЭС и давления в ванне ТП. От климатических условий зависит: интенсивность обрастания турбинного подшипника моллюском – дрейссеной; количество переносимых в воде взвешенных твёрдых частиц; сезонное тепловое расширение конструктивных частей.

- произведён сбор и анализ статистики об установленных подшипниках (и фактах влияния на них сезонного фактора) в Филиалах ПАО «РусГидро».

Для сбора статистики проводился опрос среди 21 гидроэлектростанции (на каждой ГЭС по одному сотруднику). Из 21 опрошенных было получено 9 ответов. Результаты опроса представлены в приложении А на рисунках А.6-А.11.

- предложены способы учета составляющих сезонного фактора при эксплуатации турбинного подшипника.

Способы учета по каждой составляющей сезонного фактора представлены в п.2.1.2; п.2.3.3; в п.2.3.2; в п.2.4.2.

- произведён анализ трендов величины биения вала в зоне турбинного подшипника.



Визуальный анализ трендов показал, что при нахождении температуры воды в боковом диапазоне, биение вала также находится в боковом диапазоне. При установлении какой-либо тенденции изменения температуры, между параметрами наблюдается обратная связь. Снижение температуры приводит к росту биения вала, увеличение температуры – к снижению биения. По оценкам, в зависимости от времени года, рост или снижение температуры на 1°C приводит к снижению или увеличению величины биения вала в среднем от 15 до 40 мкм. Описание природы данного явления было приведено в пунктах 2.2.1 и 2.2.3.

- доказана корреляционная зависимость величин биения вала в зоне турбинного подшипника и температуры воды, подаваемой на смазку.

Статистический анализ трендов показал, что полученный коэффициент корреляции температуры воды и биения вала ТП НБ равен -0,74. Температуры воды и биения вала ТП ЛБ равен -0,87. По полученным коэффициентам, можно сделать следующий вывод: согласно шкале Чеддока (математическая статистика), температура воды, подаваемой на смазку ТП, имеет высокую обратную связь с величиной биения в зоне ТП.

- рассчитан необходимый зазор в ТП с учетом фактической температуры воды и облицовки вала.

В зависимости от фактической температуры воды, при установке зазора, необходимо применять поправочные коэффициенты, приведённые в таблице 10.

Таблица 10 - Поправочные коэффициенты в зависимости от фактической температуры воды

$t_{\text{факт}}, ^\circ\text{C}$	14,3	12	10	8	6	4	2	1,4
Расчетный поправочный коэффициент, k	1,00	1,19	1,36	1,53	1,70	1,87	2,04	2,09

Методика расчета и образец применения поправочных коэффициентов отражены в п. 3.3.1.

Если на момент установки зазора турбинного подшипника температура облицовки вала будет больше на  $5^{\circ}\text{C}$  температуры воды, то величину диаметрального зазора, рассчитанного через поправочные коэффициенты, необходимо скорректировать на 0,1 мм в сторону его уменьшения при этом нужно обращать внимание на то, что минимальное значение диаметрального зазора, устанавливаемого в турбинном подшипнике не должно быть меньше чем 0,2 мм.

Установку зазора в турбинном подшипнике, величина которого, выходит за пределы нормативных значений (в данном случае по [14] 0,2 – 0,3 мм), допускается производить только после согласования с заводом–изготовителем.

- разработан алгоритм мониторинга для преждевременного выявления и предотвращения развивающихся дефектов в ТП (в дополнение к разработанным сотрудниками СМО СШ ГЭС существующим алгоритмам).

Разработанный алгоритм представлен на рисунке А.5 в Приложении А.

## СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

- АН - академия наук;
- АСУ ТП – автоматизированная система управления технологическим процессом;
- ГТ – гидротурбина;
- ГЭС – гидроэлектростанция;
- ЛБ – левый берег;
- МГЭС – Майнская ГЭС;
- НБ – нижний бьеф;
- НТД – нормативно-техническая документация;
- ОРЭМ – оптовый рынок электроэнергии и мощности;
- ПАО – публичное акционерное общество;
- ПТС – производственно-техническая служба;
- ПТЭБ – правила технической эксплуатации и благоустройства;
- ПШТ – подшипник турбинный;
- СКБ – специальное конструкторское бюро;
- СМО – служба мониторинга оборудования;
- СССР – Союз Советских Социалистических Республик;
- Ст. н. – станционный номер;
- СШФ – Саяно – Шушенский филиал;
- СШ ГЭС – Саяно-Шушенская ГЭС;
- СФ – сезонный фактор;
- СФУ – Сибирский федеральный университет.
- ТиГМО – турбинное и гидромеханическое оборудование
- ТП – турбинный подшипник;
- Чл.-кор. - член-корреспондент;
- УВБ – уровень верхнего бьефа;
- УГМС – управление по гидрометеорологии и мониторингу окружающей среды;
- УНБ – уровень нижнего бьефа.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Пат. 191430 СССР, МПК F03B 11/06. Направляющий подшипник гидротурбины/ Н. И. Пылаев, Б. К. Андриенко; заявл. 1018752; опубл. 01.01.1967.
2. Пат. 1355753 СССР, МПК F16C 33/00, F03B 11/06. Направляющий подшипник с водяной смазкой для вала гидромашины/ Новкунский А.В., Кошнов А.Н., Порецков А.П.; заявл. 4007988; опубл. 30.11.1987.
3. Пат. 547545 СССР, МПК F03B 11/06. Подшипник поворотнлопастной гидротурбины/ Майзель Ю.П., Бакулева О.М.; заявл. 2060303/06; опубл. 25.02.77.
4. Подшипник скольжения, работающий на воде. Патент № 55-605 кл. F16C F17/14, F16C 15/04, Япония
5. Радиальный подшипник скольжения, смазываемый водой. Патент № 1120982 кл. F16C 33/20, 1977, Канада.
6. Подшипник для работы в водяной среде "Energ, fluide et lubrifie", 1964, 3, № 18(13-16), Франция
7. Пак В.В., Новкунский А.А. Обзор конструкций направляющих резиновых подшипников валов вертикальных гидротурбин // Научный форум с международным участием «Неделя науки СПбПУ»: материалы научно-практической конференции. Институт энергетики и транспортных систем СПбПУ. В 2 ч. Ч. 2. СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2015. С. 83-85.
8. Майзель Ю.П. Система смазки и охлаждения резиновых подшипников валов вертикальных гидротурбин и ее влияние на надежность подшипника // Гидротехника. 2010. № 3(20). С. 6-11.
9. Гальперин, М. И. Подшипники гидротурбин / М. И. Гальперин, Б. К. Андриенко, Ю. П. Майзель . – М. : Энергоатомиздат, 1986 . – 112 с. – (Б-ка гидротехника и гидроэнергетика ; Вып.83).
10. Пак В.В., Новкунский А.А. Расчет и проектирование направляющих подшипников гидротурбин // Молодежный научно-технический вестник №5,

2015, ISSN 2307-0609: Изд-во ФГБОУ ВПО «МГТУ им. Н.Э. Баумана». Эл. № ФС77-51038.

11. Грановский С.А., Малышев В.М., Орго В.М., Смоляров Л.Г. Конструкции и расчет гидротурбин. Л.: Машиностроение, 1974. 408 с.

12. Ковалев Н. Н. Гидротурбины. Л.: Машгиз, 1971. 587 с.

13. М.И.Гальперин, И.И.Шпиро. Монтаж и эксплуатация поворотнo-лопастных гидротурбин. М., "Энергия", 1979.

14. 2161068 ИЭ Инструкция по эксплуатации гидротурбинного оборудования / Турбина гидравлическая ПЛ20/811а-В-1000 для Майнской ГЭС.

15. СТО 02.03.70-2011 «Гидротурбины. Общие технические условия на капитальный ремонт. Нормы и требования». [Электронный ресурс] – Режим доступа: [http://shf.sfukras.ru/upload/2012/file/2014\\_norm\\_doc/sto\\_rusgidro02.03.70-2011.doc](http://shf.sfukras.ru/upload/2012/file/2014_norm_doc/sto_rusgidro02.03.70-2011.doc)

16. Р75.2012.030.П2 Пояснительная записка для системы виброконтроля ГАЗ – СПб. : Ракурс, 2013. 44 с.

17. С. Л. Степанов, В. П. Радченко, М. Н. Саушкин, Анализ факторов и разработка модели функционирования турбинного подшипника, Матем. моделирование и краев. задачи, 2004, часть 1– С. 214–220.

18. Беспалов А. С., Влияние различных факторов на надежность и долговечность подшипников // Сборник I научно-практическая конференция студентов ВПИ (филиал) ВолгГТУ «Современные технологии в развитии региона», ВПИ (филиал) ГОУ ВПО ВолгГТУ

19. Будников С. Ф., Майзель Ю. П., Цветков М. А. Кольцевые и сегментные направляющие подшипники с водяной смазкой // Энергомашиностроение. 1973. № 11.

20. Богуш Б.Б., «РусГидро» и проблема обрастания в гидроэнергетике // Научно-практическая конференция «Перифитон и обрастание: теория и практика», 2008 - Санкт-Петербург

21. Гальперина Г.Б., Львова-Качанова А.А. Некоторые особенности размножения *Dreissena polymorpha* (Pallas) и *Dreissena polymorpha andrusovi*

(Andrusov) // Комплексные исследования Каспийского моря. М.: Изд-во МГУ, 1972. Вып. 3. С. 61–73.

22. Дульнев В.Б. Абразивный износ радиально-осевых гидротурбин и методы борьбы с ним. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1962. 64 е., ил.

23. Тлизамов, К.С. Проблемы возникновения и борьбы с заилением на малых водохранилищах предгорной зоны Кабардино-Балкарской республики / К.С. Тлизамов // Гидроэлектростанции в XXI веке: сборник материалов Второй Всероссийской науч.-практич. конф. / под. ред. С.А. Подлесного, В.Б. Затеева. – Саяногорск; Черемушки: Сибирский федеральный университет; Саяно-Шушенский филиал, 2015. – С. 280–284.

24. Владиславлев Л.А. Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций. – М.: Энергия, 1972. –176 с.

25. Штерн Е.П., Гальперин М.И., Дмитрухин А.Ф., Киселев Г.С., Клявин Л.А., Кожевников Н. Н., Лычак В.С., Маркин В.Н., Рудник А.Г. Справочник по эксплуатации и ремонту гидротурбинного оборудования / под ред. Е. П. Штерна. М.: Энергоатомиздат, 1985. 368 с.

26. Беркович М.А., Молчанов В.В., Семёнов В.А. Основы техники релейной защиты. Энергоатомиздат, 1984. 367 с.

27. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения, М. Машиностроение, 1959, 186 с.

28. Чернавский, С. А. Подшипники скольжения. – М. МАШГИЗ, 1963, 244 с.

29. Балашев Б. А., Гальпер Р. Р., Леванов В. А. Испытания материалов подшипников при смазке водой. Судостроение. № 2. 1974.

30. Бодентейн. Минимально допустимые плёнки в упорных подшипниках скольжения гидродинамического действия с водяной смазкой. "Исследования по триботехнике". М. 1975.

31. Алыниц И. Я., Вергибицкий Н. Ф., Зоммер Э. Ф. Опоры скольжения. Машгиз. 1958

32. Будников С. Ф., Майзель Ю. П., Цветков М. А. Кольцевые и сегментные направляющие подшипники с водяной смазкой // Энергомашиностроение. 1973. № 11.

33. Майзель Ю. П. Об опыте проектирования и эксплуатации резиновых подшипников гидротурбин // Гидротехническое строительство, 2005, № 7, с.36-39.

34. Иванов Н.А., Юсупов Т.М., Тягунов М.Г. Дополнительные возможности систем оперативного мониторинга технического состояния гидроагрегата // Гидротехническое строительство, 2015, № 7, с.46-50.

# ПРИЛОЖЕНИЕ А

## Иллюстрационные материалы

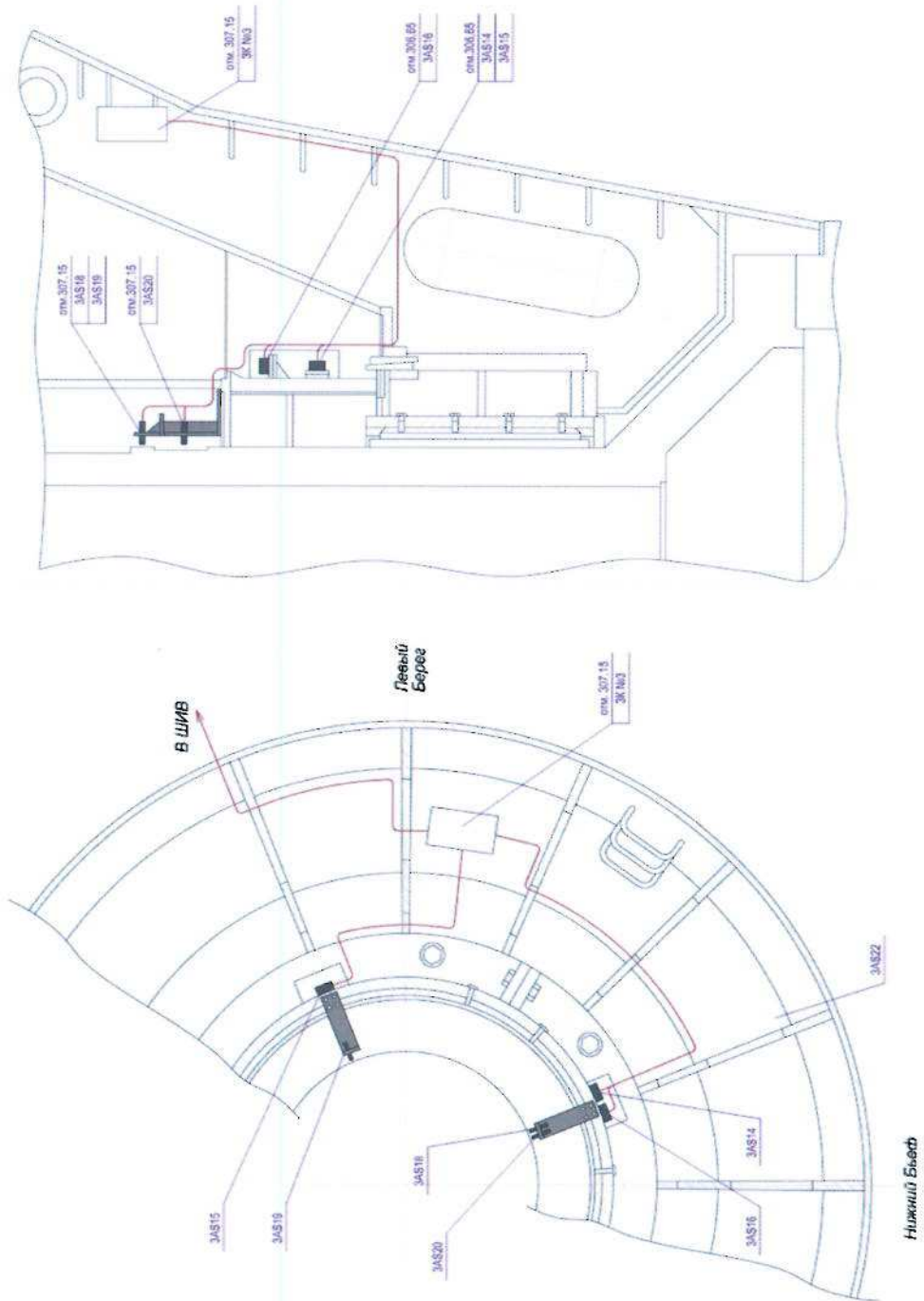


Рисунок А.1 – Места установки датчиков вибрации



# ГА1 МГЭС

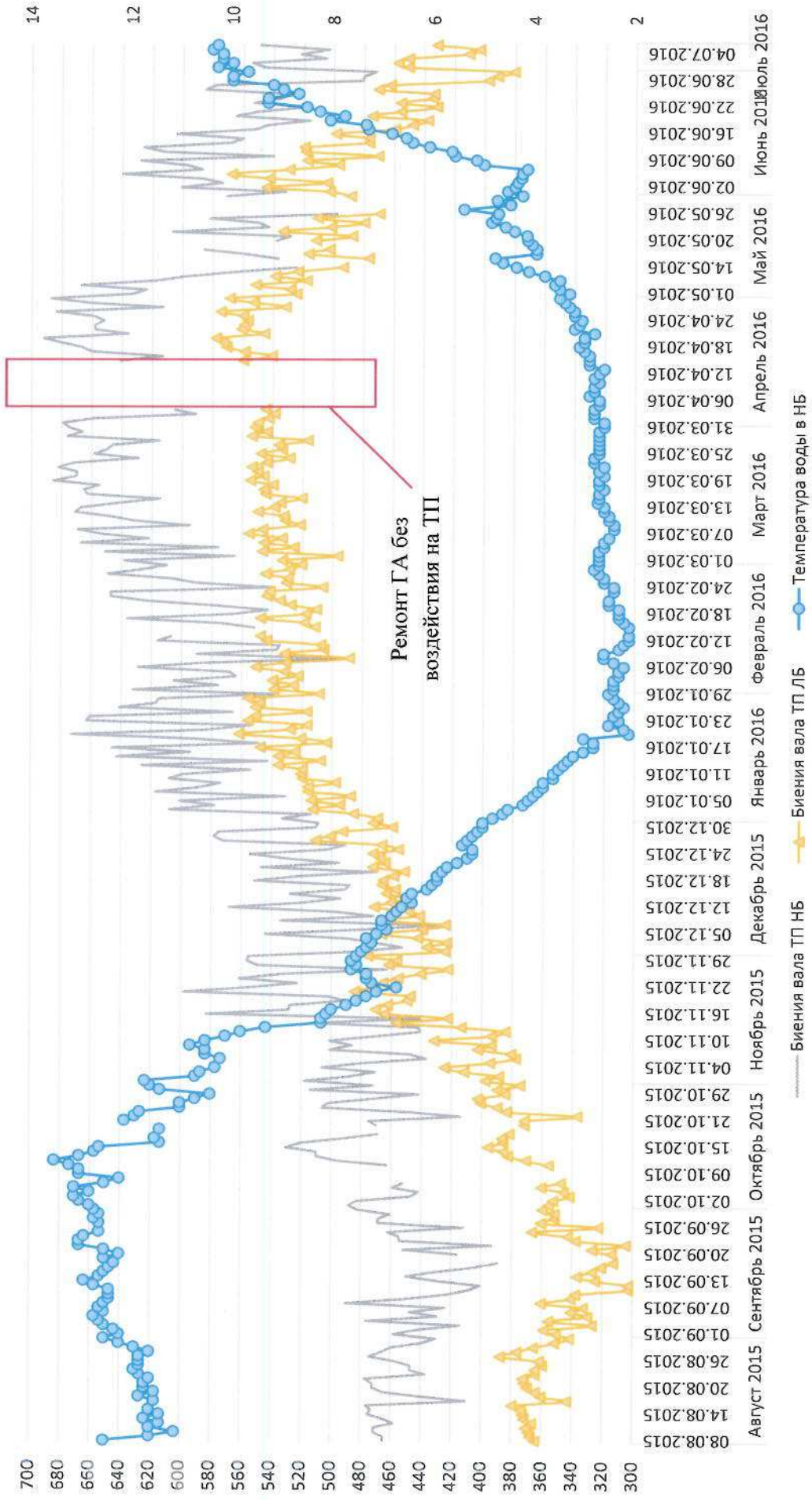


Рисунок А.2 – Зависимость величины биения вала от времени года для ГА1 МГЭС

# ГАЗ МГЭС

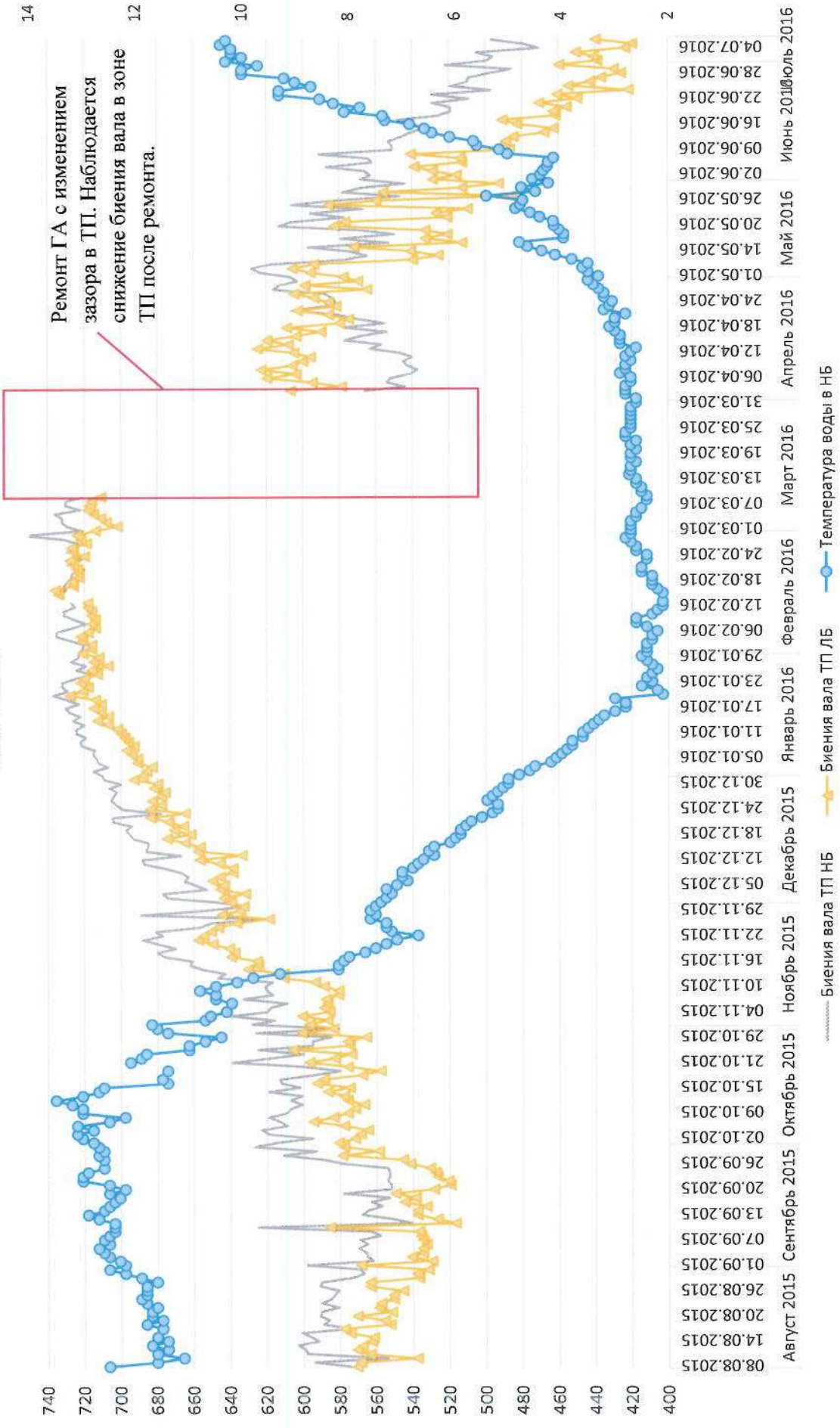


Рисунок А.3 – Зависимость величины биения вала от времени года для ГАЗ МГЭС

Таблица А.1 - Параметры ТП

Название параметра	Параметры										
	18.09.14	19.09.14	20.09.14	22.09.14	23.09.14	25.09.14	26.09.14	18.10.14	19.10.14	20.10.14	21.10.14
Активная мощность, МВт	74	74	75	74	76	75	75	74	76	75	75
Напор, м	15,82	15,79	15,91	15,7	15,69	15,71	15,78	15,82	15,73	15,93	15,75
ТП НБ, мкм	360	356	366	372	422	392	396	360	422	392	396
ТП ЛБ, мкм	271	279	292	290	320	306	299	271	320	306	299
Температура воды в НБ, °С	12,8	13,2	13,2	13,1	13,2	13,3	13,3	12,8	13,2	13,3	13,3
Дата	28.09.14	29.09.14	30.09.14	01.10.14	02.10.14	03.10.14	05.10.14	28.09.14	02.10.14	03.10.14	05.10.14
Активная мощность, МВт	74	75	75	75	76	75	75	74	76	75	75
Напор, м	15,89	15,97	15,81	15,68	15,92	15,68	15,75	15,89	15,92	15,68	15,75
ТП НБ, мкм	369	359	382	424	373	403	393	369	373	403	393
ТП ЛБ, мкм	287	282	291	311	291	304	304	287	291	304	304
Температура воды в НБ, °С	12	12,3	13,1	13,5	13,4	13,2	13,2	12	13,4	13,2	13,2
Дата	06.10.14	08.10.14	09.10.14	10.10.14	11.10.14	12.10.14	13.10.14	06.10.14	11.10.14	12.10.14	13.10.14
Активная мощность, МВт	75	75	75	75	75	75	74	75	75	75	74
Напор, м	15,77	15,77	15,77	15,75	15,8	15,83	15,71	15,77	15,8	15,83	15,71
ТП НБ, мкм	402	405	406	412	399	408	401	402	399	408	401
ТП ЛБ, мкм	310	311	307	312	304	298	301	310	304	298	301
Температура воды в НБ, °С	13,5	12,7	12,9	12,8	12,3	11,9	12,5	13,5	12,3	11,9	12,5
Дата	18.10.14	23.10.14	24.10.14	26.10.14	27.10.14	30.10.14	31.10.14	18.10.14	27.10.14	30.10.14	31.10.14
Активная мощность, МВт	76	74	75	75	75	75	75	76	75	75	75
Напор, м	15,82	15,7	15,71	15,72	15,93	15,91	15,9	15,82	15,93	15,91	15,9
ТП НБ, мкм	412	388	403	408	384	381	383	412	384	381	383
ТП ЛБ, мкм	314	293	296	301	293	286	292	314	293	286	292
Температура воды в НБ, °С	12,5	12,2	11,7	11,7	11,9	10,5	10,8	12,5	11,9	10,5	10,8
Дата	27.11.14	01.12.14	04.12.14	07.12.14	08.12.14	09.12.14	21.12.14	27.11.14	08.12.14	09.12.14	21.12.14
Активная мощность, МВт	74	75	75	76	74	76	75	74	74	76	75
Напор, м	15,98	15,73	15,93	15,82	15,84	15,82	15,75	15,98	15,84	15,82	15,75
ТП НБ, мкм	443	465	459	477	444	463	486	443	444	463	486
ТП ЛБ, мкм	327	346	347	363	332	359	367	327	332	359	367
Температура воды в НБ, °С	7,7	6,2	6,5	6,5	6,4	6,4	4,9	7,7	6,4	6,4	4,9

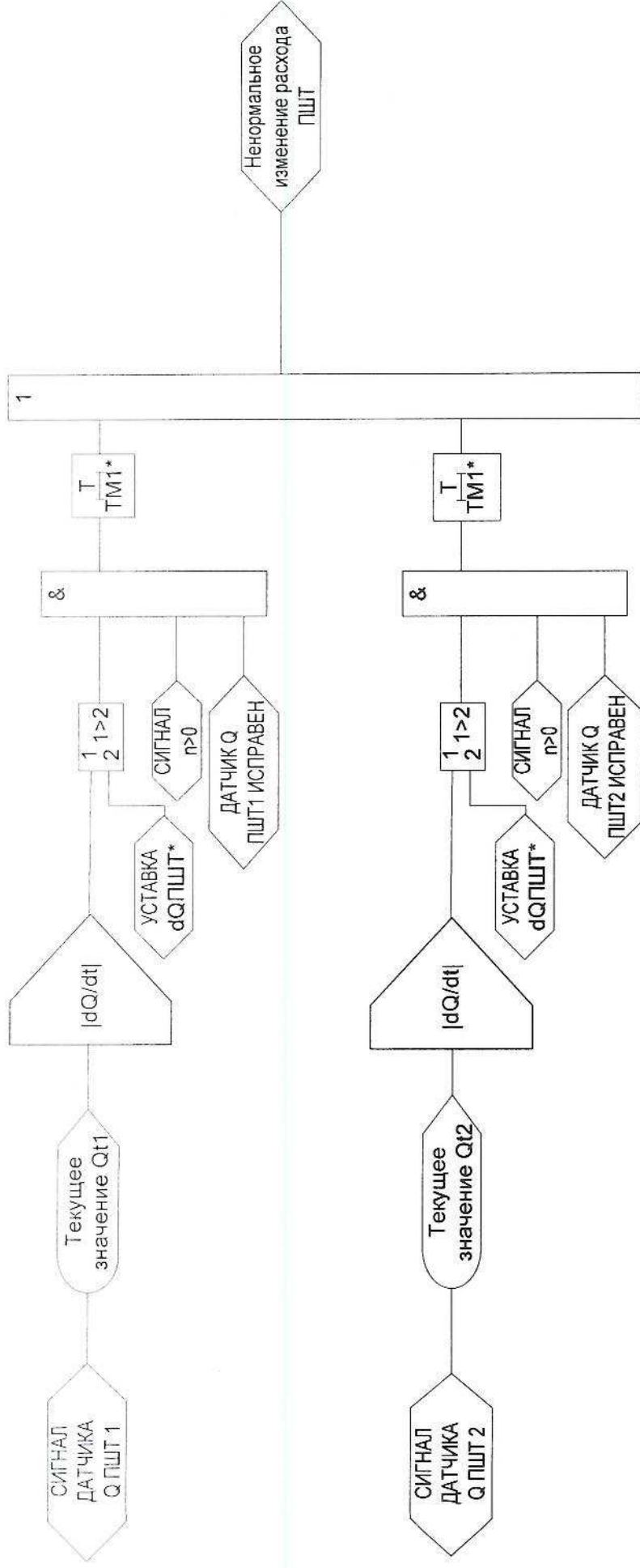


Рисунок А.4 – Алгоритм реакции на скорость изменения расхода воды на смазку ПШТ от заданного значения

Условные обозначения:

dt- Время формирования отклонения величины расхода ПШТ.

n-Частота вращения турбины ГА.

ТМ1-Время задержки сигнала «Ненормальное изменение расхода ПШТ»

Примечание:

1. Величины, помеченные символом «\*» необходимо уточнить по результатам опытной эксплуатации.

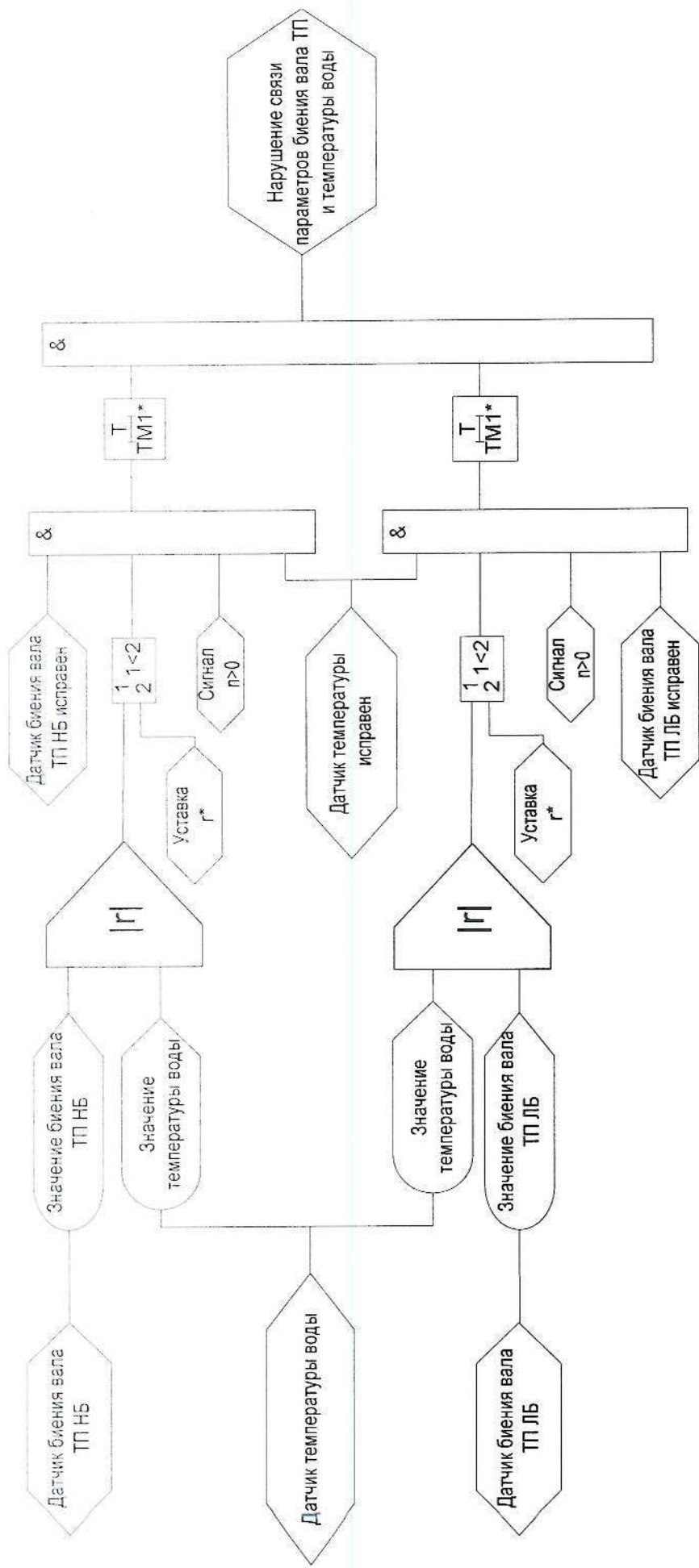


Рисунок А.5 – Алгоритм на основе корреляционной связи параметров

Условные обозначения:

r- Коэффициент корреляции параметров.

n-Частота вращения турбины Г.А.

ТМ1-Время задержки сигнала «Нарушение связи параметров биения вала ТП и температуры воды»

Примечание:

1. Величины, помеченные символом «\*» необходимо определить по результатам опытной эксплуатации.

9 ОТВЕТОВ



СВОДКА

ОТДЕЛЬНЫЙ ПОЛЬЗОВАТЕЛЬ

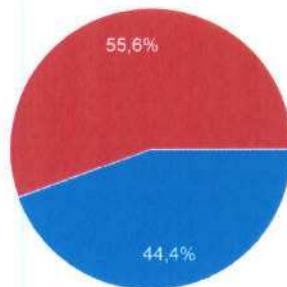
Принимать ответы



## Конструкция

В зависимости от вида применяемого антифрикционного материала, турбинные подшипники, установленные на ГЭС (по Вашему месту работы), относятся к следующей группе:

9 ответов

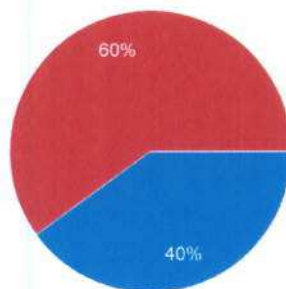


- С вкладышами выполненными на основе баббита, которые охлаждаются и смазываются маслом
- С вкладышами на полимерной основе (включая резиновую основу), которые охлаждаются и смазываются водой

## Конструкция

Какого конструктивного исполнения применены турбинные подшипники, установленные на ГЭС по Вашему месту работы, охлаждаемые и связываемые водой?

5 ответов



- Кольцевой резиновый подшипник с водяной смазкой
- Сегментный резиновый подшипник с водяной смазкой

Рисунок А.6 – Результаты проведённого опроса – 1

## Влияние сезонного фактора - 1

Существует ли проблема обрастания моллюском-дрейссеной турбинных подшипников в Вашем Филиале?

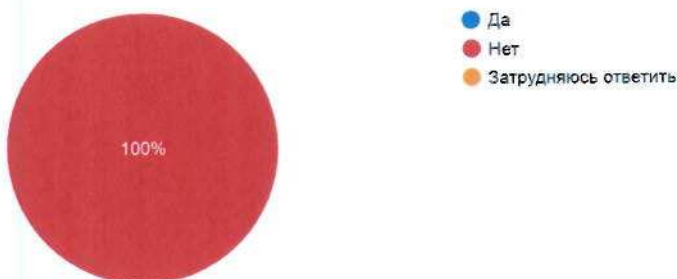
5 ответов



## Влияние сезонного фактора - 2

Существует ли проблема значительного абразивного износа облицовки вала, вкладыша турбинного подшипника в Вашем филиале?

5 ответов



Замечали ли Вы такое явление, что абразивный износ происходит больше в теплый период?

5 ответов

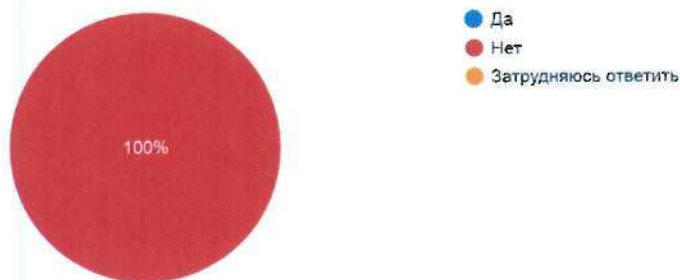
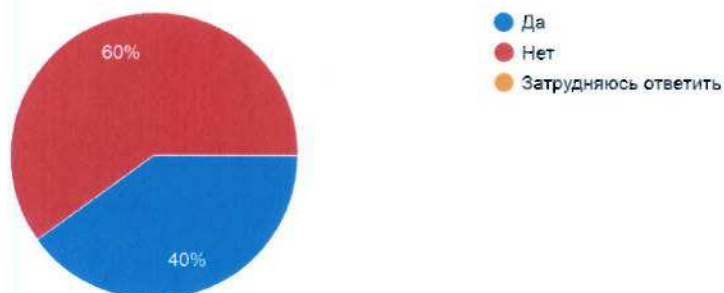


Рисунок А.7 – Результаты проведенного опроса – 2

### Влияние сезонного фактора - 3

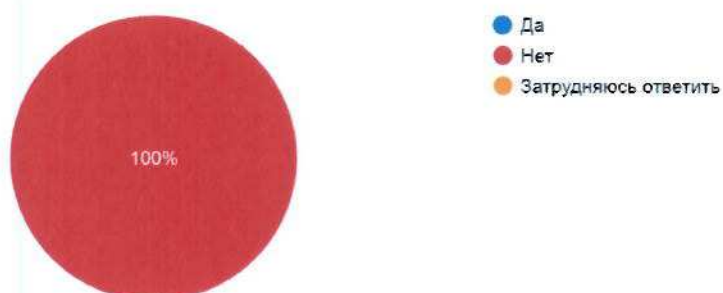
Наблюдали ли Вы (за свой опыт работы) связь между изменением напора на ГЭС и величиной давления в ванне подшипника?

5 ответов



Происходило ли в Вашем Филиале повреждение уплотнения вала из-за повышенного давления в ванне ТП?

5 ответов



Замечали ли Вы, что повышенное, хоть и не критическое давление, ведет к ускоренному износу резины и облицовки вала?

5 ответов

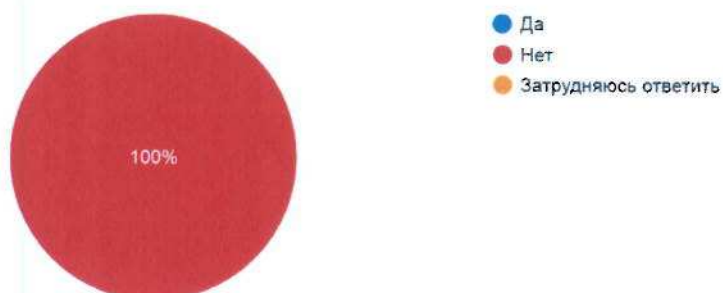
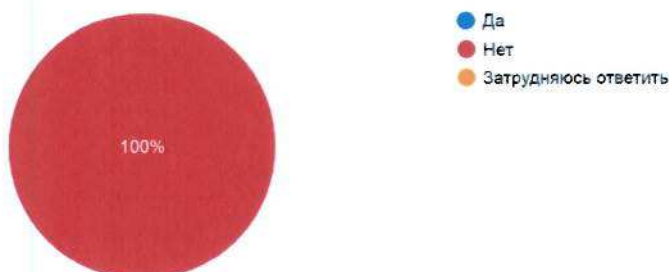


Рисунок А.8 – Результаты проведенного опроса – 3



При резком сбросе нагрузки, когда давление в ванне подшипника лишь незначительно превосходит атмосферное, в зоне под подшипником может образоваться вакуум, при этом есть риск, что давление в ванне подшипника может сравняться с атмосферным или даже оказаться ниже его, атмосферный воздух попадет в рабочую зону подшипника, и он сгорит. Происходила ли в Вашем Филиале такая ситуация?

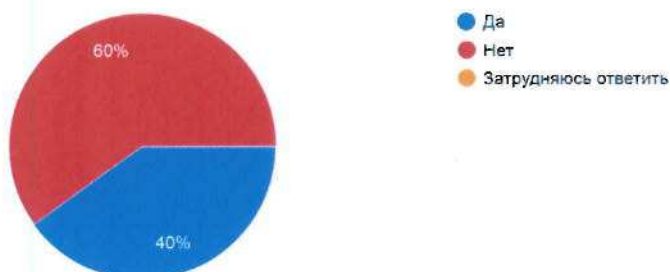
5 ответов



#### Влияние сезонного фактора - 4

Замечали ли Вы изменение зазора в турбинном подшипнике в разное время года, связанное с тепловым расширением конструктивных частей? К примеру, при увеличении температуры происходит тепловое расширение металла вала, при этом зазор в подшипнике уменьшается.

5 ответов



Замечали ли Вы, что с ростом температуры происходит снижение величины биения вала в зоне турбинного подшипника? При уменьшении температуры - увеличение биения.

5 ответов

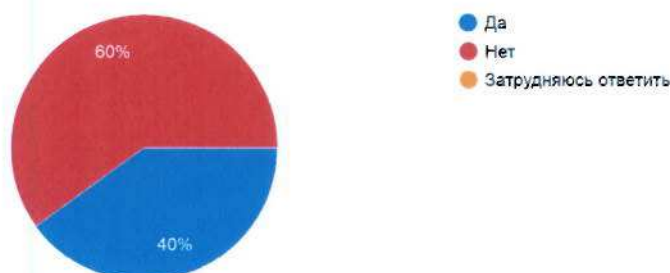
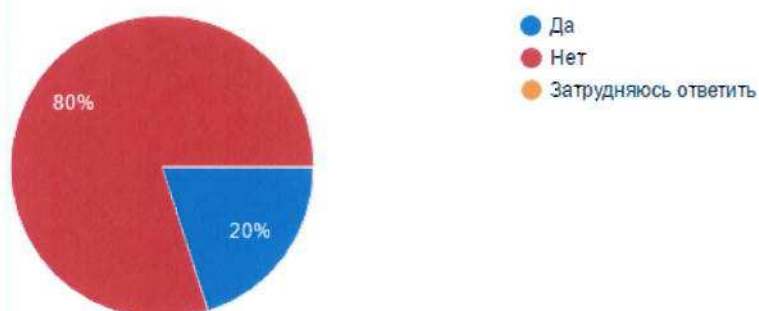


Рисунок А.9 – Результаты проведенного опроса – 4

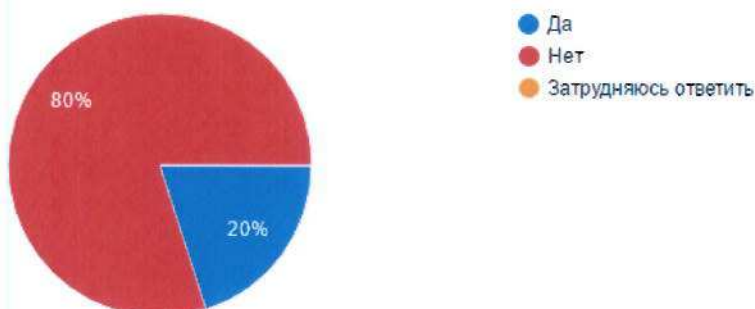
Устанавливается ли зазор в ТП с учетом фактической температуры воды, подаваемой к турбинному подшипнику?

5 ответов



Учитывается ли температура облицовки вала при установке зазора в ТП?

5 ответов



## Регулировка зазора

Каким(-и) способом(-ами) регулируется зазор на турбинных подшипниках, установленных на ГЭС по Вашему месту работы?

5 ответов

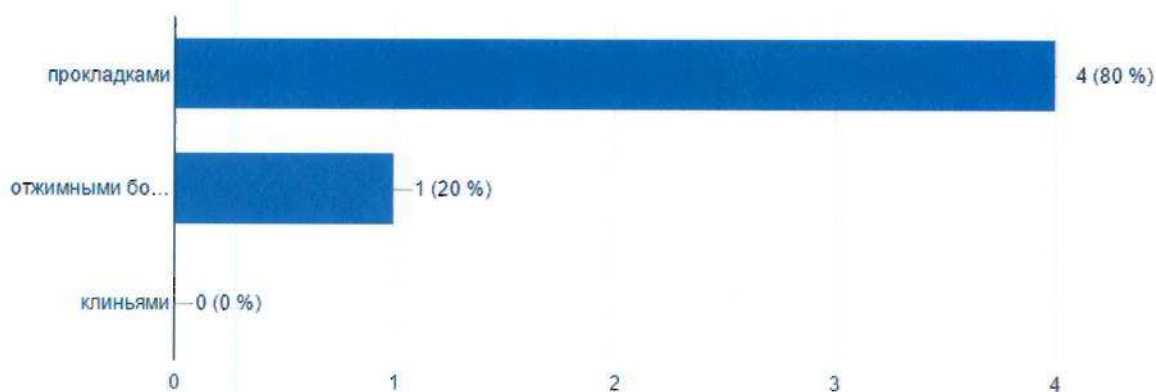


Рисунок А.10 – Результаты проведенного опроса – 5

Как часто регулируются зазоры в турбинных подшипниках в Вашем Филиале ?

5 ответов

1 раз в год

При проведении капитальных ремонтов раз в 5-6 лет.

проверяются при ТР 2 раза в год

1 раз в 6 лет при КР, если требуется регулировка.

Раз в год

Продолжительность регулировки зазора в турбинном подшипнике (установленном на ГЭС по Вашему месту работы) в среднем составляет:

5 ответов

3 недели

минимум 3 смены, зависит от технического состояния.

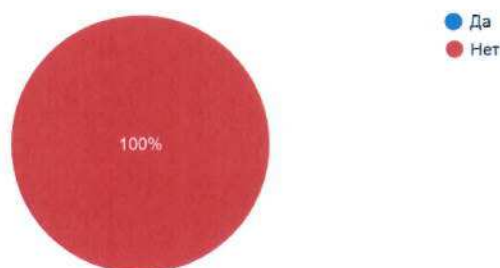
с поднятием защитного кожуха и крышки ТП 4 часа

8 часов

48-72 часа

Осуществляется ли регулировка зазора перед сменой сезона зима/лето для ограничения величины биения вала в зоне турбинного подшипника?

5 ответов



Ориентировочная стоимость регулировки зазора в турбинном подшипнике (услуги ремонтной организации, к примеру, ГЭРа):

5 ответов

неизвестно

700 000 в текущих ценах

ТР ТП весь составляет 30 000

около 1 млн.руб

нет данных

Рисунок А.11 – Результаты проведённого опроса – 6

**СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ**  
**магистранта Саяно – Шушенского филиала СФУ**  
**группы ГЭ15 – 01М**

*Калугина Дмитрия Анатольевича*

(фамилия, имя, отчество магистранта)

Магистерская программа:	13.04.02 «Электроэнергетика и электротехника»
Профиль подготовки:	13.04.02.06 «Гидроэлектростанции»
Тема выпускной квалификационной работы (ВКР):	<i>Исследование влияния сезонного фактора на работу турбинного подшипника гидроагрегата Майнской ГЭС</i>

Список публикаций:

1. Калугин Д.А. О причинах возникновения колебательных процессов в узлах гидроагрегата / Д.А. Калугин / Гидроэлектростанции в XXI веке : сборник материалов III Всероссийской науч.-практич. конф. / под. ред. В.Б. Затеева, В.В. Татарникова. - Саяногорск; Черемушки: Сибирский федеральный университет; Саяно-Шушенский филиал, 2016. 423 с. – с. 339 – 343.

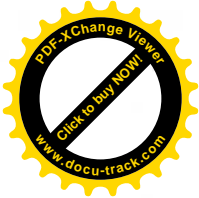
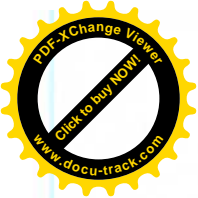
2. Калугин Д.А., Юрченко С.В. Влияние сезонного фактора на работу турбинного подшипника на водяной смазке / Калугин Д.А., Юрченко С.В. / Гидроэлектростанции в XXI веке : сборник материалов IV Всероссийской науч.-практич. конф. / под. ред. В.В. Татарникова. Саяногорск; Черемушки: Сибирский федеральный университет; Саяно-Шушенский филиал, 2017. 344 с. – с. 253 – 260.

Магистрант

  
(подпись)

Калугин Дмитрий Анатольевич  
(фамилия, имя, отчество)

« 19 » июня 2017 г.



Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
САЯНО-ШУШЕНСКИЙ ФИЛИАЛ

институт

Гидроэнергетики, гидроэлектростанций, электроэнергетических систем и  
электрических сетей  
кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой  
В.И. Татарников  
« 22 » 06 2017 г.

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СЕЗОННОГО ФАКТОРА НА РАБОТУ  
ТУРБИННОГО ПОДШИПНИКА ГИДРОАГРЕГАТА МАЙНСКОЙ ГЭС**

13.04.02 Электроэнергетика и электротехника

13.04.02.06 Гидроэлектростанции

Руководитель

19.06.17  
подпись, дата

Первый заместитель директора  
— главный инженер  
Филиала ПАО «РусГидро» —  
«Саяно-Шушенская ГЭС  
имени П.С. Непорожного»  
должность, учёная степень

Т.М. Юсупов  
инициалы, фамилия

Выпускник

19.06.17  
подпись, дата

Д.А. Калугин  
инициалы, фамилия

Рецензент

19.06.17  
подпись, дата

Инженер по наладке и  
испытаниям 2 категории СМО  
Филиала ПАО «РусГидро» —  
«Саяно-Шушенская ГЭС  
имени П.С. Непорожного»  
должность, учёная степень

М.А. Ананьев  
инициалы, фамилия

Нормоконтролёр

22.06.17  
подпись, дата

А.А. Чабанова  
инициалы, фамилия