

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

«Гидроэнергетики, гидроэлектростанций, электроэнергетических систем и
электрических сетей»
(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

подпись
В.И. Татарников
инициалы, фамилия
« _____ » 2017 г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме магистерской диссертации

Студенту Дьякову Андрею Юрьевичу.

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

Тема выпускной квалификационной работы «Система контроля и автоматической диагностики гидроагрегата».

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

Руководитель ВКР А.Н. Сивцов, заместитель начальника СТСУ Филиала ПАО «РусГидро» - «Саяно-Шушенская ГЭС имени П.С. Непорожнего».

Исходные данные для ВКР: не предусмотрены.

Перечень разделов ВКР:1. Состояние проблемы контроля и диагностики гидроагрегатов. Постановка задачи исследования; 2. Вибрация в гидроагрегатах; 3. Стационарная система вибрационного контроля 4. Техническая диагностика гидроагрегатов; 5. Система автоматической диагностики.

Перечень графического материала:отсутствует.

Руководитель ВКР


подпись

А.Н. Сивцов
инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению


подпись

А.Ю. Дьяков
инициалы, фамилия

«19 » июня 2017 г.

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Саяно-Шушенский филиал

ОТЗЫВ

руководителя Сивцова Александра Николаевича, заместителя начальника СТСУ
Филиала ПАО «РусГидро» - «Саяно-Шушенская ГЭС имени П.С. Непорожнего»
(Ф.И.О., уч.степень, должность, место работы)

Система контроля и автоматической диагностики гидроагрегата

о магистерской диссертации магистранта
Дьяков Андрей Юрьевич
(Ф.И.О.)

Магистерская диссертация Дьякова Андрея Юрьевича выполнена в полном объеме в соответствии с положением Сибирского федерального университета о магистерской диссертации. Диссертация изложена на 75 страницах, включая в себя 20 иллюстраций и 27 формул. Каждая глава представляет собой самостоятельную, достаточную по объему и логически завершенную часть магистерской диссертации. Тема диссертации является актуальной, так как связана с повышением надежности работы гидроэлектростанций.

Следует отметить, что все принятые в работе решения соответствуют действующим нормам и правилам. Практическая значимость заключается в конкретных рекомендациях по созданию системы диагностики гидроагрегатов. В результате создания системы появляется возможность осуществления автоматической диагностики в режиме реального времени. Это позволит уменьшить аварийные остановы гидроагрегатов и сократить материальные убытки.

Для реализации системы было предложено использование теории нечетких множеств, что позволяет выявлять дефекты на ранней стадии развития, так же было предложено для самообучения системы использовать искусственные нейронные сети.

В ходе работы был произведен анализ существующих систем мониторинга и диагностики, выделены основные проблемы данных систем.

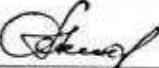
За два года обучения в магистратуре Дьяковым А.Ю. было выпущено две публикации, одна из которых соответствует теме работы.

В процессе написания магистерской диссертации Дьяков А.Ю. показал хорошие теоретические знания, творческий и инженерный подход к выполнению работы, самостоятельность в выборе технических решений, способность вести научный поиск.

Работа выполнена студентом самостоятельно. Все сделанные дипломным руководителем замечания учтены, и своевременно внесены необходимые исправления.

Магистерская диссертация на тему «Система контроля и автоматической диагностики гидроагрегатов» заслуживает отличной оценки, а разработчик Дьяков А.Ю. присвоения квалификации «магистр».

Дата 19.06.2017 г.


(подпись)

АФТОРЕФЕРАТ

Актуальность темы:

В ходе эксплуатации гидроагрегатов на гидроэлектростанциях основной задачей является обеспечение их надежной работы.

Задача обеспечения надежности решается путем профилактических мер контроля и испытаний гидроагрегатов для раннего выявления и устранения дефектов, развитие которых может привести к аварийным отключениям агрегатов. Однако применяемые в настоящее время методы и средства обнаружения дефектов, особенно в режиме реального времени, не имеют достаточной эффективности, так как в них не в полной мере используются современные возможности.

В последние годы в нашей стране и за рубежом активизировались исследования и разработки по усовершенствованию существующих и созданию новых методов и средств обнаружения дефектов гидроагрегатов для построения на их основе комплексных систем технической диагностики и прогнозирования состояния гидроагрегатов в условиях эксплуатации. Подобные системы уже созданы и успешно функционируют в ряде отраслей техники. Они позволяют своевременно выявлять и устранять дефекты на ранней стадии их развития, в результате чего сокращается число и длительность вынужденных (аварийных) простоев механизмов.

Работы по созданию систем диагностики и прогнозирования состояния гидроагрегатов гидроэлектростанций находятся пока еще в начальной стадии. Для успешного их продвижения вперед необходимы глубокое изучение и систематизация причин и процессов возникновения и развития дефектов и их признаков, а также, что не менее важно, ускорение разработок и организация промышленного производства ряда отсутствующих в настоящее время датчиков и устройств для выявления указанных дефектов.

Проблемой современной энергетики является также создание эффективного контроля вибрационного состояния гидроагрегатов, находящихся в эксплуатации. Наиболее прогрессивным решением здесь является внедрение на ГЭС систем автоматической технической диагностики гидроагрегатов, которые позволяют выявлять дефекты и неисправности оборудования на ранней стадии их развития.

Для получения информации о состоянии гидроагрегата широко используется контроль биений вала. На сегодняшний день на некоторых станциях уже работают аналоговые системы контроля биений с использованием индукционных датчиков. Недостатком этих систем можно считать несовершенные технологии сбора и обработки информации. Дальнейшее улучшение эксплуатационных качеств устройств контроля, основанных на аналоговых принципах, невозможно из-за быстрого их усложнения, резкого увеличения времени их разработки и удешевления. В настоящее время появились микропроцессорные устройства мониторинга параметров, входящие в систему мониторинга и диагностирования

гидроагрегата. Эти устройства осуществляют мониторинг и передачу на диспетчерский уровень некоторых интегральных параметров движения вала гидроагрегата. По полученным данным технический персонал станции выполняет оценку состояния оборудования. Таким образом, процесс определения технического состояния и выявления дефектов гидроагрегата не является автоматическим. При этом сами устройства контроля технического состояния являются недостаточно проработанными, поскольку формируют информацию только об амплитуде биений. В связи с этим является актуальной задача разработки адаптивных средств непрерывного контроля технического состояния и непосредственно самого диагностирования, позволяющих определять текущее состояние гидроагрегата и выявлять дефекты на ранней стадии развития. Кроме того, желательно, используя микропроцессорные средства, реализовать алгоритмы, позволяющие не только осуществлять определение состояния гидроагрегата, но и предусматривать воздействие на сигнал в случае превышения вибрацией заданного значения.

Целью работы является анализ существующих систем мониторинга и методов диагностики гидроагрегатов, предложение инновационных решений по созданию высокотехнологичной системы автоматической диагностики.

Задачи, решаемые в ходе выполнения работы:

- а) Изучение вибрации в гидроагрегатах;
- б) Анализ существующих систем мониторинга и диагностики;
- в) Описание методик и средств диагностики гидроагрегатов;
- г) Предложение по созданию системы автоматической диагностики.

Объектом исследования при написании работы послужили синхронные вертикальные гидроагрегаты.

Предмет исследования. Системы контроля и диагностики гидроагрегатов.

Методы исследования. Разработанные в диссертации научные положения используют системный подход к техническому диагностированию гидроагрегатов и основываются на применении теоретических и экспериментальных методов исследования в этой области.

Научная новизна. В данной работе предложено инновационное решение применения в системах автоматической диагностике нейронных сетей.

Апробация результатов работы. Основные результаты исследований, изложенные в диссертации, были представлены

- на III Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых, специалистов, аспирантов и студентов «ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ В XXI ВЕКЕ» (р.п. Черемушки, 2016 г.);

- на IV Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых, специалистов, аспирантов и студентов «ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ В XXI ВЕКЕ» (р.п. Черемушки, 2017 г.).

Публикации. Основные положения и выводы изложены в 2 публикациях в научных журналах и изданиях, которые включены в перечень реализуемых научных изданий, определенных РИНЦ, ISBN.

Объём диссертации составляет 75 страниц, содержит 20 иллюстраций и 27 формул. Список используемой литературы состоит из 27 наименований.

Основное содержание работы:

В магистерскую диссертацию входят: введение, пять глав и заключение.

Во введении раскрывается актуальность исследования по выбранному направлению, указывается его значимость.

Первая глава посвящена постановки задач исследования, описанию проблем контроля и диагностики гидроагрегата.

Вторая глава посвящена теории вибраций в гидроагрегатах, описаны элементарные понятия вибрации, методы ее измерения и силы вызывающие вибрацию в гидроагрегатах.

В третьей главе говорится о стационарных системах контроля вибрации в гидроагрегатах. Описаны требования к таким системам, а также их задачи. Подробно изложены принципы работы датчиков вибрации, места их размещения, а так же принцип преобразования аналогового сигнала в цифровой. Произведен обзор существующих систем контроля и диагностики гидроагрегатов.

Четвертая глава посвящена диагностики гидроагрегатов по вибрационным параметрам. Описаны общие положения технической диагностики гидроагрегатов, методика оценки состояния гидроагрегата. Подробно рассмотрены дефекты, выявляемые по параметрам вибрации.

В пятой главе описаны предложения автора по реализации системы автоматической диагностики. В качестве математической основы предложено использование теории нечетких множеств. Для обучения системы диагностики предложено использование искусственных нейронных сетей.

Заключение посвящено основным выводам и предложениям по созданию системы автоматической диагностики.

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

РЕЦЕНЗИЯ

на магистерскую диссертацию студента

Дьякова Андрея Юрьевича

(Ф.И.О)

Рецензент Белобородов Василий Владимирович начальник СМО Филиала ПАО
«РусГидро» – «Саяно-Шушенская ГЭС имени П. С. Непорожнего»
(Ф.И.О., ученая степень, должность, место работы)

Рецензируемая работа является актуальной, практически применимой при разработке системы автоматической диагностики гидроагрегатов. Проведена работа по анализу вибраций в гидроагрегатах, стационарных систем виброконтроля, изучены принципы вибродиагностики.

Следует отметить научный подход магистранта к написанию своего труда. Также магистрант уделил внимание современным математическим методам расчета таким, как «теория нечетких множеств».

Особого внимания заслуживает предложение Дьякова А.Ю. использовать искусственные нейронные сети в диагностике гидроагрегатов.

В то же время к недостаткам можно отнести отсутствие более глубокого анализа существующих систем автоматической диагностики и недостаточную проработанность возможности практического применения результатов работы.

Научная работа Дьякова А.Ю. выполнена аккуратно, написана технически грамотным, научным языком, изложение диссертации исчерпывающее, чёткое и последовательное.

Дьякову А.Ю. может быть присвоена научная степень магистра по специальности «13.04.02 Электроэнергетика и электротехника».

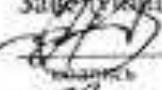
Общая оценка магистерской диссертации - «отлично».

Дата: 19.06.2017 г.

Подпись: Р.В.

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«Сибирский федеральный университет»
Саяно - Шушенский филиал

Кафедра «Гидроэнергетики, гидроэлектростанций, электроэнергетических
систем и электрических сетей»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

V.I. Татарников
инициалы, фамилия
о 23 06 2017 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Система контроля и автоматической диагностики гидроагрегата

13.04.02 Электроэнергетика и электротехника

13.04.02.06 Гидроэлектростанции

Руководитель


подпись, дата

Заместитель начальника
СЛСУ Филиала ПАО
«РусГидро» - «Саяно-
Шушенская ГЭС имени
П. С. Непорожнего»,
должность

А.Н. Сивцов
инициалы, фамилия

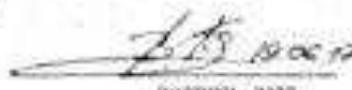
Выпускник


подпись, дата

Начальник СМО Филиала
ПАО «РусГидро» «Саяно-
Шушенская ГЭС имени
П. С. Непорожнего»,
должность

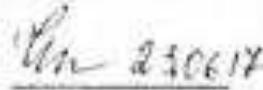
А.Ю. Дьяков
инициалы, фамилия

Рецензент


подпись, дата

В.В. Белобородов
инициалы, фамилия

Нормоконтролёр


подпись, дата

Д.А. Чабанова
инициалы, фамилия

АННОТАЦИЯ

Тема магистерской диссертации: Система контроля и автоматической диагностики гидроагрегата.

Объём диссертации составляет 75 страниц, содержит 20 иллюстраций и 27 формул. Список используемой литературы состоит из 27 наименований.

Объектом исследования при написании работы послужили синхронные вертикальные гидроагрегаты.

Целью работы является анализ существующих систем мониторинга и методов диагностики гидроагрегатов, предложение инновационных решений по созданию высокотехнологичной системы автоматической диагностики.

Задачи, решаемые в ходе выполнения работы:

- а) Изучение вибрации в гидроагрегатах;
- б) Анализ существующих систем мониторинга и диагностики;
- в) Описание методик и средств диагностики гидроагрегатов;
- г) Предложение по созданию системы автоматической диагностики.

Научная новизна. В данной работе предложено инновационное решение применения в системах автоматической диагностике нейронных сетей.

Ключевые слова: гидроагрегат, вибрация, вибродиагностика, нейронные сети, теория нечетких множеств.

В магистерскую диссертацию входят: введение, пять глав и заключение.

Во введении раскрывается актуальность исследования по выбранному направлению, указывается его значимость.

Первая глава посвящена постановки задач исследования, описанию проблем контроля и диагностики гидроагрегата.

Вторая глава посвящена теории вибраций в гидроагрегатах, описаны элементарные понятия вибрации, методы ее измерения и сил вызывающие вибрацию в гидроагрегатах.

В третьей главе говорится о стационарных системах контроля вибрации в гидроагрегатах. Описаны требования к таким системам, а также их задачи. Подробно изложены принципы работы датчиков вибрации, места их размещения, а так же принцип преобразования аналогового сигнала в цифровой. Произведен обзор существующих систем контроля и диагностики гидроагрегатов.

Четвертая глава посвящена диагностики гидроагрегатов по вибрационным параметрам. Описаны общие положения технической диагностики гидроагрегатов, методика оценки состояния гидроагрегата. Подробно рассмотрены дефекты, выявляемые по параметрам вибрации.

В пятой главе описаны предложения автора по реализации системы автоматической диагностики. В качестве математической основы предложено использование теории нечетких множеств. Для обучения системы диагностики предложено использование искусственных нейронных сетей.

Заключение посвящено основным выводам и предложениям по созданию системы автоматической диагностики.

Theme of the master's thesis: The system of control and automatic diagnostics of the hydrounit.

The volume of the thesis is 75 pages, contains 20 illustrations and 27 formulas. The list of used literature consists of 27 titles.

The object of the study when writing the work was the system of vibration control and diagnostics of hydraulic units.

The aim of the work is to analyze the existing monitoring systems and methods for diagnosing hydroelectric generators, to offer innovative solutions for the creation of a high-tech automatic diagnostic system.

Tasks solved in the course of the work:

- A) Study of vibration in hydroelectric units;
- B) Analysis of existing monitoring and diagnostic systems;
- C) Description of methods and means of diagnostics of hydraulic units;
- D) Proposal for the creation of an automatic diagnostic system.

Scientific novelty. In this paper, an innovative solution is proposed for use in automatic neural network diagnostic systems.

Key words: hydrounit, vibration, vibrodiagnostics, neural networks, theory of fuzzy sets.

The master's thesis includes: an introduction, five chapters and a conclusion.

The introduction reveals the relevance of the study in the chosen area, indicating its significance.

The first chapter is devoted to setting research tasks, describing the problems of monitoring and diagnostics of a hydroelectric unit.

The second chapter is devoted to the theory of vibrations in hydraulic units, describes the elementary concepts of vibration, methods of measuring it and forces that cause vibration in hydroelectric units.

The third chapter deals with stationary vibration control systems in hydroelectric units. The requirements for such systems are described, as well as their tasks. The principles of operation of vibration sensors, their locations, as well as the principle of converting an analog signal into a digital signal are described in detail. The review of existing systems of the control and diagnostics of hydrounits is made.

The fourth chapter is devoted to the diagnosis of hydroelectric generators by vibration parameters. The general provisions of technical diagnostics of hydraulic units, the method for assessing the state of the hydraulic unit are described. Defects revealed by vibration parameters are considered in detail.

The fifth chapter describes the author's suggestions for the implementation of the automatic diagnostic system. As a mathematical basis, the use of the theory of fuzzy sets was proposed. For the training of the diagnostic system, the use of artificial neural networks is suggested.

The conclusion is devoted to the main conclusions and proposals for the creation of an automatic diagnostic system.

СОДЕРЖАНИЕ

Аннотация	9
Введение.....	13
1 Состояние проблемы контроля и диагностики гидроагрегатов. Постановка задачи исследования	15
2 Вибрация в гидроагрегатах	17
2.1 Основы ВИБРАЦИИ	17
2.1.1 Некоторые положения теории колебаний	17
2.1.2 Методы измерения вибраций.....	21
2.2 Силы, вызывающие вибрацию в ГИДРОАГРЕГАТАХ	24
2.2.1 Силы, вызывающие вибрацию в гидроагрегатах в установившемся режиме:	24
2.2.2 Силы, вызывающие вибрацию в гидроагрегатах в неустановившемся режиме:	25
2.3 Влияние жёсткости опорных закреплений на вибрацию ГИДРОАГРЕГАТА.....	27
2.3.1 Радиальная жесткость подшипников	27
2.3.2 Осевая жесткость гидроагрегатов	29
3 Стационарная система вибрационного контроля	31
3.1 ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМЕ ВИБРАЦИОННОГО КОНТРОЛЯ.....	31
3.2 ЗАДАЧИ КОНТРОЛЯ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОАГРЕГАТОВ	32
3.3 СТРУКТУРНАЯ СХЕМА СИСТЕМЫ СТАЦИОНАРНОГО ВИБРОКОНТРОЛЯ ГИДРОАГРЕГАТА.....	33
3.4 ПЕРВИЧНЫЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ.....	34
3.5 МЕСТО УСТАНОВКИ ДАТЧИКОВ	40
3.6 ОБРАБОТКА ДАННЫХ	42
3.7. Обзор систем контроля и диагностики	45
4 Техническая диагностика гидроагрегатов	51
4.1 Общие положения ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ГИДРОАГРЕГАТОВ.....	51
4.2 Состояния ГИДРОАГРЕГАТОВ	53
4.2.1 Виды состояний.....	53
4.2.2. Границы состояний гидроагрегатов.....	54
4.3 МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОАГРЕГАТА	55
МКМ	56
4.4 РЕЖИМЫ РАБОТЫ ГИДРОАГРЕГАТА ПРИ ИЗМЕРЕНИИ И ОЦЕНКЕ ВИБРАЦИИ.....	58
4.5 Дефекты конструктивных узлов гидроагрегата и их диагностические признаки.	59
4.6.1 Низкочастотные вибрации	63
4.6.2 Вибрации с частотой 0,5 fоб	64
4.6.3 Динамические силы и вибрации оборотной частоты fоб	64
4.6.4 Вибрации двойной оборотной частоты 2fоб	66
4.6.5 Вибрация лопастной fлоп двойной лопастной частоты 2fлоп	66

4.6.6 Собственная частота осевых колебаний $f_{соб}$	67
4.6.7 Вибрации лопаточной частоты $f_{лопат}$	68
4.6.8 Вибрации сегментной частоты $f_{сегм}$	68
4.6.9 Собственные колебания ротора агрегата.....	69
4.6.10 Высокочастотные вибрации.....	69
5 Система автоматической диагностики.....	70
5.1 АВТОМАТИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА ПО ПАРАМЕТРАМ ВИБРАЦИИ	70
5.2 МОДЕЛЬ ГИДРОАГРЕГАТА ДЛЯ ОБУЧЕНИЯ СИСТЕМЫ	73
5.3 ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ НЕЧЕТКИХ МНОЖЕСТВ В СКАД	74
5.4 ПРИМЕНЕНИЕ ИСКУССТВЕННЫХ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ.....	78
Заключение	80
Список использованных источников	81

ВВЕДЕНИЕ

В ходе эксплуатации гидроагрегатов на гидроэлектростанциях основной задачей является обеспечение их надежной работы.

Задача обеспечения надежности решается путем профилактических мер контроля и испытаний гидроагрегатов для раннего выявления и устранения дефектов, развитие которых может привести к аварийным отключениям агрегатов. Однако применяемые в настоящее время методы и средства обнаружения дефектов, особенно в режиме реального времени, не имеют достаточной эффективности, так как в них не в полной мере используются современные возможности.

В последние годы в нашей стране и за рубежом активизировались исследования и разработки по усовершенствованию существующих и созданию новых методов и средств обнаружения дефектов гидроагрегатов для построения на их основе комплексных систем технической диагностики и прогнозирования состояния гидроагрегатов в условиях эксплуатации. Подобные системы уже созданы и успешно функционируют в ряде отраслей техники. Они позволяют своевременно выявлять и устранять дефекты на ранней стадии их развития, в результате чего сокращается число и длительность вынужденных (аварийных) простоев механизмов.

Работы по созданию систем диагностики и прогнозирования состояния гидроагрегатов гидроэлектростанций находятся пока еще в начальной стадии. Для успешного их продвижения вперед необходимы глубокое изучение и систематизация причин и процессов возникновения и развития дефектов и их признаков, а также, что не менее важно, ускорение разработок и организация промышленного производства ряда отсутствующих в настоящее время датчиков и устройств для выявления указанных дефектов.

Одной из основных проблем современной гидроэнергетики является также создание эффективного контроля вибрационного состояния гидроагрегатов, находящихся в эксплуатации. Наиболее актуальным решением здесь является внедрение на ГЭС систем автоматической технической диагностики гидроагрегатов, которые позволяют выявлять дефекты и неисправности оборудования на ранней стадии их развития.

Для получения информации о состоянии гидроагрегата широко используется контроль вибрации. На сегодняшний день на некоторых станциях уже работают аналоговые системы контроля вибрации. Недостатком этих систем можно считать несовершенные технологии сбора и обработки информации. Дальнейшее улучшение эксплуатационных качеств устройств контроля, основанных на аналоговых принципах, невозможно из-за быстрого их усложнения, резкого увеличения времени их разработки и удорожания. Относительно недавно появились микропроцессорные устройства мониторинга параметров, входящие в систему мониторинга и диагностирования гидроагрегата. Эти устройства осуществляют мониторинг и передачу на диспетчерский уровень некоторых интегральных параметров движения вала

гидроагрегата. По полученным данным технический персонал станции выполняет оценку состояния оборудования. Таким образом, процесс определения технического состояния и выявления дефектов гидроагрегата не является автоматическим. При этом сами устройства контроля технического состояния являются недостаточно проработанными, поскольку формируют информацию только об амплитуде вибрации. В связи с этим является актуальной задача разработки автоматических систем технического диагностирования гидроагрегатов, позволяющих определять текущее состояние гидроагрегата и выявлять дефекты на ранней стадии развития. Кроме того, желательно, используя микропроцессорные средства, реализовать алгоритмы, позволяющие не только осуществлять определение состояния гидроагрегата, но и предусматривать воздействие на сигнал в случае превышения вибрацией заданного значения тем самым организовать контроль за вибрационными параметрами.

1 Состояние проблемы контроля и диагностики гидроагрегатов.

Постановка задачи исследования

Сегодня в ведущих странах мира активизировались исследования и разработки по усовершенствованию существующих и созданию новых методов и средств обнаружения дефектов гидроагрегатов для создания на их основе комплексных систем диагностики и прогнозирования состояния гидроагрегатов при их эксплуатации.

Стационарные системы мониторинга позволяют контролировать работу гидроагрегатов в непрерывном режиме.

Система мониторинга состоит из:

- системы виброконтроля;
- системы теплоконтроля;
- системы контроля механических и электрических параметров.

Система мониторинга позволяет выявлять начало развития аварийной ситуации и во многих случаях предотвращает ее, путем обеспечения непрерывного контроля измеряемых параметров и сравнения их с пороговыми значениями, но этого не всегда достаточно для безаварийной работы агрегата. Система мониторинга не может осуществить диагностику технического состояния гидроагрегата и выявить развитие дефектов на ранних стадиях, именно за эти более сложные задачи должна отвечать система диагностики.

Совершенствование ныне существующих систем и средств выявления дефектов генераторов в процессе их работы, а также при остановках для осмотров, испытаний и ремонтов, должно завершиться созданием систем автоматической диагностики и прогнозирования работоспособности машин, позволяющих снизить вероятность и длительность их вынужденных простоев. Выявления дефектов на более ранней стадии развития позволит уменьшить объемы и стоимости восстановительных ремонтов.

Система контроля и автоматической диагностики (СКАД) это совокупность объекта диагностики (в нашем случае гидроагрегат или его элементов), методов и средств диагностики, контроля и, если нужно, персонала, готового к реализации или реализующего процесс технического диагностирования по заданным алгоритмам.

Не вдаваясь в детальное построение возможных вариантов СКАД гидроагрегатов, можно считать, что типичным для нее будет наличие следующих основных функциональных комплексов:

- сбора и обработки первичной информации на работающем агрегате, необходимой для технического диагностирования;
- выдачи результатов обработки этой информации персоналу в удобной форме и рациональном объеме, в том числе путем подачи сигналов, показа на дисплеях и приборах, регистрации и т.п.;
- архивирование этой информации в справочно-информационный массив (архив);

-обращения в архив (включающий нормативные и прошлые сведения по данному и аналогичным агрегатам);

-постановки предварительного диагноза на основании реализации указанных выше этапов;

-принятия решения о необходимости дальнейших диагностических операций (осмотров, испытаний и др.) на выведенном из работы агрегате;

-выполнения диагностических операций для вынесения окончательного диагноза (характера и место нахождения дефекта, степени его опасности для агрегата и т.п.).

Функциями СКАД являются:

- определение текущего состояния (дефектов) отдельных узлов и агрегата в целом, а также прогнозирование его работоспособности;

-принятие решения в отношении возможности и условий дальнейшей работы агрегата или необходимости ремонтных работ, а также финансовый расчет.

Система должна состоять из нескольких подсистем:

- диагностика гидроагрегата по тепловым параметрам;
- диагностика по гидромеханическим параметрам;
- диагностика по вибрационным параметрам.

В данной работе будет рассмотрена система диагностики, только по вибрационным параметрам, но при этом предложена методика диагностики подходящая для всех подсистем.

В ходе выполнения диссертационной работы необходимо выполнить следующие задачи:

- Изучить вибрацию в гидроагрегатах;
- Проанализировать существующие системы контроля вибраций;
- Проанализировать методики и средства диагностики гидроагрегатов по вибрационным параметрам;
- Обосновать необходимость создания системы автоматической диагностики гидроагрегатов;
- Сформировать предложение по созданию системы автоматической диагностики.

2 Вибрация в гидроагрегатах

2.1 Основы вибрации

2.1.1 Некоторые положения теории колебаний

Возникающие силы, в гидроагрегате действующие на отдельные элементы конструкции агрегата, бывают как постоянными, так и переменными во времени. Результатом действия этих сил проявляется в виде вибрации отдельных элементов агрегата, а также вибрации агрегата в целом. Характер проявления сил различен для разных режимов работы агрегата. Режимы работы агрегата можно разделить на установившиеся и неустановившиеся.

Установившейся режим - это работа гидротурбины при постоянном напоре, открытии направляющего аппарата, скорости вращения и установке лопастей рабочего колеса. Если эти величины изменяются во времени, режим называют неустановившимся. Иначе, установившийся режим соответствует какой-либо точке универсальной характеристики турбины.

Возникающие силы в агрегате при установившихся режимах, могут периодически изменяться, либо остаются постоянными по величине и направлению. Хотя в ряде случаев при установившихся режимах возникают усилия непериодического случайного характера с различной амплитудой и частотой. Такие возмущающие силы действуют, например, в режимах, при которых наблюдается кавитационные явления в турбине. Вибрация агрегата в целом и отдельных его узлов под действием этих сил носит характер стационарных случайных процессов.

Неустановившиеся режимы характеризуются действием непериодических сил. Вибрация, обусловленная этими силами, носит также непериодический характер. Силы проявляются в виде импульсов различной продолжительности. При этом реакция системы на действие этих импульсов, т.е. вибрация отдельных элементов конструкций в этих режимах, носит нестационарный случайный характер.

Часто вибрации, проявляющиеся при неустановившихся режимах, накладываются на вибрации, возникшие при установившихся режимах, в виде отдельных кратковременных импульсов или затухающих колебаний [1].

Число степеней свободы системы. Каждая механическая система задается определенным минимальным числом координат ее точек, по которым можно определить положение всех точек системы. Это число координат называется числом степеней свободы. Если система находится в колебательном движении, то эти координаты изменяются во времени.

Гидроагрегат представляет механическую систему с бесконечным числом степеней свободы. Однако для решения ряда практических задач по теории колебаний можно рассматривать упрощенные схемы с конечным небольшим числом степеней свободы[1].

На любую колеблющуюся систему действуют различные силы, которые могут действовать индивидуально или в совокупности.

Обычно силы разделяют на три основные характерные группы:

- 1) восстанавливающие (силы упругости, масса);
- 2) трения и сопротивления среды (диссипативные силы);
- 3) возмущающие.

Виды колебаний

Свободные колебания – колебания системы, происходящие без переменного внешнего воздействия. Любая из частот свободных колебаний называется собственной частотой. Так как в реальных конструкциях всегда присутствуют внутренние и внешние силы сопротивления, то свободные колебания являются затухающими, т.е. колебаниями, амплитуда которых уменьшается во времени.

Вынужденные колебания – колебания системы, вызванные и поддерживаемые силовым или кинематическим воздействием.

Резонансные колебания – колебания системы, возникающие при совпадении (или приближении) частоты вынужденных колебаний с частотой собственных колебаний системы.

Автоколебания – колебания системы, возникающие в результате самовозбуждения вибрации. Возбуждение колебаний возникает при поступлении энергии от не колебательного источника, который регулируется самой системой.

Крутильные колебания – колебания, возникающие при неравномерном вращении вала гидромашины[1].

Основные формы колебаний

Существуют следующие формы колебаний:

- детерминированные колебания – колебания определенные во времени;
- случайные –не определенные во времени.

Детерминированные процессы могут быть:

- периодическими (гармоническими, полигармоническими);
- непериодическими (почти периодическими, переходными).

Колебания называются периодическими, если они воспроизводятся в прежнем виде через определенный промежуток времени Т, называемый периодом.

Периодические колебания, при которых значения колеблющейся величины изменяются во времени по закону синуса или косинуса называются гармоническими колебаниями.

Гармонические колебания (рисунок2.1а) описываются следующим уравнением:

$$S = S_p \cdot \sin(\omega t + \varphi_0); \quad (2.1)$$

где S – амплитуда колебаний в произвольной точке;

t – время, с;

S_p – пиковое значение амплитуды колебаний

φ_0 – начальная фаза в угловых единицах;

ω – угловая частота, рад⁻¹.

Если T - период колебания – время полного цикла колебания, сек., то ω может быть получена из соотношения:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f; \quad (2.2)$$

где $f = 1/T$ – частота колебаний в Гц.

На рисунке 2.1 представлена периодичность колебательных процессов.

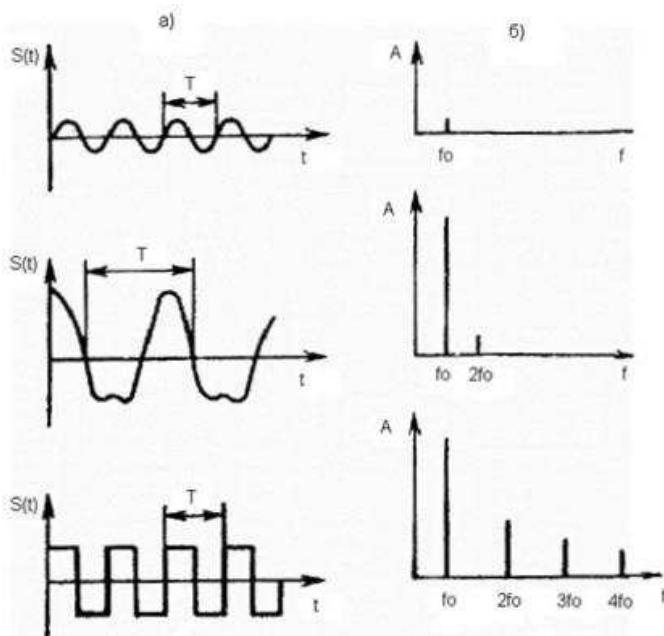


Рисунок 2.1 - Периодичность колебательных процессов:
а) во временной плоскости б) в частотной области

Параметры вибрации

Для количественной оценки амплитуд механических колебаний, отображающей их опасность, используются разные величины:

- двойная амплитуда;
- пиковое значение;
- среднее значение;
- среднеквадратичное значение.

Двойная амплитуда ($2A_{\max}$) – отображает полный размах колебаний. Является важным параметром, когда речь идет о критических вибрациях, например, с позиций допустимого зазора "камера - рабочее колесо гидротурбины".

Пиковое значение($A_{\text{пик}}$) – эффективная оценка кратковременных механических ударов. Ее недостатком является то, что она отображает только максимальное значение исследуемых колебаний, но не дает представления об их временном развитии.

Среднее значение (усредненное или абсолютное) отображает временное развитие исследуемых колебаний, но его практическое применение ограничено ввиду того, что оно не имеет непосредственной связи с физическими причинами этих колебаний[1]. Среднее значение равно:

$$A_{\text{ср}} = \int_0^T |A| \cdot dt; \quad (2.3)$$

Среднеквадратичное значение($A_{\text{скз}}$) является наиболее важным параметром, так как в нем учитывается временное развитие исследуемых колебаний, и он непосредственно отображает значение, связанное с энергией, и следовательно, разрушающей способностью этих колебаний. Среднеквадратичное значение находится по формуле:

$$A_{\text{скз}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T A^2(t) \cdot dt}; \quad (2.4)$$

Для простого синусоидального сигнала вида $A \cdot \sin(\omega t + \alpha)$ соотношение между перечисленными величинами определяется выражением:

$$A_{\text{скз}} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \cdot A_{\text{ср}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot A_{\text{пик}}; \quad (2.5)$$

Встречающиеся на практике вибрации обычно являются сложными механическими колебаниями со многими составляющими на разных частотах. Поэтому на основе лишь амплитудно-временной диаграммы произвольного сигнала нельзя определить ни число, ни частоты отдельных составляющих сложного колебательного процесса.

Сложные периодические колебания могут быть далеки по форме сигнала от синусоидального, хотя и состоят из синусоидальных величин. Покажем это на примере. Сложим три величины вида:

$$y_1 = A_1 \cdot \sin(\omega t + \alpha_1);$$

$$y_2 = A_2 \cdot \sin(\omega t + \alpha_2);$$

$$y_3 = A_3 \cdot \sin(\omega t + \alpha_3);$$

Которые имеют угловые частоты ω , 2ω , 3ω и периоды $T, T/2, T/3$. В результате получится периодическая функция, но уже существенно отличная от исходных величин. График суммарной функции значительно разнится от синусоиды. Еще в большей степени эта разница будет иметь место для суммы бесконечного ряда, составленного из величин указанного вида.

Сложный периодический процесс $\varphi(t)$ можно разложить в "тригонометрический ряд":

$$\varphi(t) = A_0 + A_1 \cdot \sin(\omega t + \alpha_1) + A_2 \sin(2\omega t + \alpha_2) + \dots; \quad (2.6)$$

где $A_0, A_1, \alpha_1, A_2, \alpha_2$ – есть постоянные, имеющие особые значения для каждой такой функции.

Геометрически это означает, что график периодической функции получается путем наложения ряда синусоид. Если каждую синусоидальную величину рассматривать как гармоническое колебательное движения, то можно сказать, что сложное колебание $\varphi(t)$ разлагается на отдельные гармонические колебания. В связи с этим отдельные синусоидальные величины, входящие в состав разложения называют гармоническими составляющими функции $\varphi(t)$ или просто ее гармониками (первой, второй и т.д.). Сам же процесс разложения периодической функции на гармоники носит название гармонического анализа.

В общем случае разложение механических колебаний в индивидуальные частотные составляющие называется частотным анализом, а график зависимости амплитуды от частоты носит название частотной спектограммы. Частотный анализ дает возможность выявить отдельные источники механических колебаний и является основным методом диагностики.

Два способа представления сигнала:

- во временной $A = k(t)$;
- в частотной $A = F(f)$.

Области связаны между собой преобразованием Фурье. Физический смысл преобразования Фурье состоит в том, что если известна реализация процесса $A(t)$ во временной области, т.е. на плоскости амплитуда-время, то с помощью этого преобразования можно осуществить фильтрацию процесса, перейдя к распределению амплитуд $A(f)$ в частотной области $A(f)$.

2.1.2 Методы измерения вибраций

В виброметрической практике используются три величины, описывающие механические колебания:

1. вибросмещение - расстояние при движении измерительной точки относительно ее нормального положения в состоянии покоя;
2. виброскорость - скорость движения измерительной точки;
3. виброускорение - скорость, с которой изменяется скорость движения измерительной точки во времени.

Амплитуды смещения, скорости и ускорения колебаний с синусоидальной формой волны имеют математически точно определенную взаимную связь. Следовательно, при измерении вибраций достаточно определить лишь один из этих параметров, а остальные два могут быть найдены на основе получаемых результатов. Возьмем, например, общее выражение для мгновенного значения ускорения гармонического колебания с максимальной амплитудой A_0 и угловой частотой ω :

$$a = A_0 \cdot \sin(\omega t); \quad (2.7)$$

Мгновенное значение скорости можно определить путем однократного интегрирования:

$$V = \int A_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot dt = -\frac{A_0}{\omega} \cdot \cos(\omega t); \quad (2.8)$$

Мгновенное значение смещения находится из выражения (1.7) путем двукратного интегрирования:

$$d = \iint A_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot dt = \int V \cdot dt = -\frac{A_0}{\omega^2} \cdot \sin(\omega t); \quad (2.9)$$

Из приведенных выше формул следует, что однократное интегрирование ускорения по времени с целью определения скорости равносильно его делению на угловую частоту ω , в то время как двукратное интегрирование ускорения для определения смещения соответствует его делению на ω^2 . Форма волны и период рассматриваемых колебаний идентичны для смещения, скорости и ускорения. Главное различие этих трех параметров заключается во взаимном фазовом сдвиге их кривых, отображающих зависимость амплитуды от времени.

Применение того или иного параметра для описания механических колебаний определяется природой этих колебаний и целями исследования. Если изучаемый процесс содержит много составляющих с разными частотами, то измерение смещения приводит к подчеркиванию составляющих с низкими частотами, тогда как измерение ускорения акцентирует внимание на высокочастотные составляющие.

В гидротурбинах параметр скорости не является основным при исследовании вибраций. Дело в том, что гидроагрегаты относятся к разряду низкооборотных машин. Частота вращения, соответствующая номинальным оборотам, находится для большинства гидромашин в пределах 1÷3 Гц. Кроме того, на частичных режимах проявляются "жгутовые" явления, имеющие частоту воздействия на агрегат в несколько раз ниже оборотной частоты. Поэтому главная роль в изучении вибраций гидротурбин отводится параметру смещения, т.е. делается акцент на низкочастотные составляющие. По данному параметру производится оценка вибрационного состояния гидроагрегата, и

обосновываются нормы допустимых вибраций. Смещение служит также основным параметром при балансировке вращающихся частей агрегата.

Вместе с тем в высоконапорных гидротурбинах всегда наблюдаются динамические нагрузки частотой 100÷300 Гц выше. Эти нагрузки вызываются, например, действием вихрей Кармана, сходящих с выходных кромок лопастей. Для анализа вибраций, обусловленных этими нагрузками вполне уместно применять параметр скорости, а в некоторых случаях, возможно, и параметр ускорения.

Спектр вибраций гидроагрегата лежит в очень широких пределах от 0,3 до 300 Гц и выше. Надо отметить, что ни один двигатель не имеет такого широкого диапазона частот, как гидротурбина[1].

Международный КОД на измерение вибраций гидромашины рекомендует перед началом проведения испытаний проводить анализ возможного частотного спектра динамических сил, который определяется в реактивной турбине частотой вращения, числом лопастей, числом лопаток направляющего аппарата, числом колонн статора и т.д. При отсутствии такой информации международный КОД предлагает выбирать нижнюю и верхнюю границы исследуемого диапазона частот из следующих соображений.

Нижняя граничная частота:

$$f_{\text{ниж}} = 0,2 \cdot n_{\text{ном}}; \quad (2.10)$$

где $n_{\text{ном}}$ – номинальная частота вращения гидроагрегата, с^{-1} .

Верхняя граничная частота:

$$f_{\text{верх}} = Z_0 Z_1 n_{\text{ном}}; \quad (2.11)$$

$$f_{\text{верх}} = Sh \cdot \frac{W}{\delta}; \quad (2.12)$$

где Z_0 – число лопаток направляющего аппарата;

Z_1 – число лопастей рабочего колеса;

Sh – число Струхала (в первом приближении принимается равным 0,15 ÷ 0,25);

W – скорость потока на выходе с лопастей рабочего колеса;

δ – толщина выходной кромки лопасти.

Виброизмерительная аппаратура должна выбираться в соответствии с ожидаемым спектром частот; при необходимости могут применяться комбинации измерительных средств для покрытия всего исследуемого частотного диапазона.

2.2 Силы, вызывающие вибрацию в гидроагрегатах

Силы, вызывающие вибрацию опорных конструкций и биение вала агрегата, имеют механическое, гидравлическое и электромагнитное происхождение. Как правило, они воздействуют на узлы агрегата одновременно, но в разной степени[1].

2.2.1 Силы, вызывающие вибрацию в гидроагрегатах в установившемся режиме:

Механические возмущающие силы

1. Центробежная сила от неуравновешенности вращающихся масс агрегата.
2. Силы упругости вала, возникающие при нарушении центровки агрегата искривлении общей линии вала.
3. Силы трения.

Гидравлические возмущающие силы

Периодические составляющие гидравлического момента появляются по следующим причинам:

1. Наличие вихревых шнурков, возникающих в спиральной камере, направляющем аппарате, рабочем колесе и отсасывающей трубе.
2. Неравномерное распределение скоростей потока в отдельных частях проточной части турбины.
3. Колебания давления в напорном трубопроводе агрегата.
4. Возможное возникновение колебаний типа «флаттер» у лопастей рабочего колеса поворотно-лопастной турбины.
5. Гидравлический небаланс рабочих колес.
6. Кавитационные режимы работы турбины.
7. Неблагоприятные режимы гидравлического трения в направляющих подшипниках.

Электрические возмущающие силы

1. Периодическая составляющая силы взаимодействия ротора и статора генератора.
2. Силы, обусловленные неравномерностью воздушного зазора между ротором и статором.
3. Силы, обусловленные наличием короткого замыкания на шинах генератора.
4. Силы, обусловленные частичным или полным замыканием или закорачиванием обмоток полюсов ротора генератора.
5. Силы, возникающие при несимметричном режиме работы генератора.
6. Силы, появляющиеся при асинхронном режиме работы генератора.

2.2.2 Силы, вызывающие вибрацию в гидроагрегатах в неустановившемся режиме:

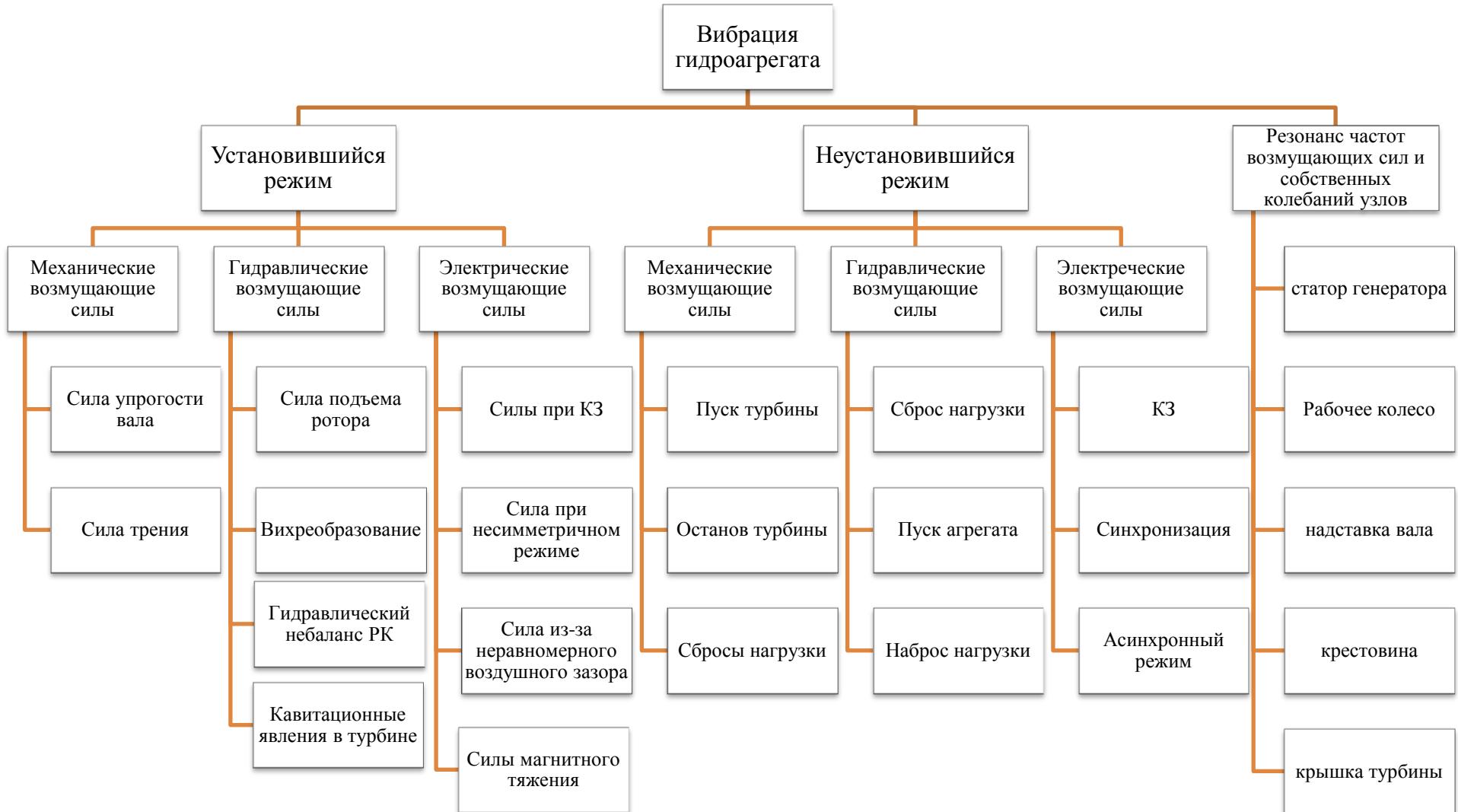
Механические возмущающие силы проявляются при пуске и остановке агрегата и при сбросах нагрузки с генератора и ее набросах.

Гидравлические возмущающие силы проявляются при пуске агрегата; при сбросах; в случаях нарушения комбинаторной зависимости при регулировании, изменении нагрузки, переходе в компенсаторный режим и при разгонных режимах.

Электрические возмущающие силы проявляются при следующих режимах:

- синхронизации;
- автоматическом повторном включении с самосинхронизацией;
- внезапном трехфазном коротком замыкании на выводах обмоток статора;
- ресинхронизации.

Диаграмма возмущающих сил вызывающих вибрацию гидроагрегатов представлена на рисунке 2.2.



2.3 Влияние жёсткости опорных закреплений на вибрацию гидроагрегата

Жесткость опорных закреплений "С" является важнейшей характеристикой любой механической системы, определяющей для линейно деформируемой системы взаимосвязь между силой "F", нагружающей систему, и вызываемым этой силой отклонением "y" [2] :

$$C = \frac{F}{y} \quad (2.13)$$

Обратной величиной жесткости является податливость механической системы:

$$\lambda = \frac{1}{C} \quad (2.14)$$

Жесткость определяется конструкцией опорного узла и металлоемкостью оборудования и, как выяснилось позднее, зависит от статической нагрузки на опорный узел. Применительно к гидроагрегату можно выделить два вида жесткости: радиальную жесткость подшипников C_p и осевую жесткость гидроагрегата C_{oc} .

2.3.1 Радиальная жесткость подшипников

Радиальная жесткость подшипника С складывается из двух составляющих жесткости (рис. 2.3):

- жесткости системы "вал-масляный (водяной) слой - вкладыш", в дальнейшем жесткость вкладыша C_{p1} ;
- жесткости системы "корпус подшипника - крышка турбины (или крестовина)", в дальнейшем корпусная жесткость C_{p2} .

Суммарная податливость подшипника может быть получена суммированием податливости системы "вал-масляный (водяной) слой-вкладыш" λ_{p2} и системы "корпус подшипника - крышка турбины (или крестовина)" λ_{p1} :

$$\lambda_p = \lambda_{p1} + \lambda_{p2} \quad (2.15)$$

или:

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{p1}} + \frac{1}{C_{p2}} \quad (2.16)$$

Тогда суммарная радиальная жесткость подшипника C_p может быть получена по формуле:

$$C_p = \frac{C_{p1} \cdot C_{p2}}{C_{p1} + C_{p2}} \quad (2.17)$$

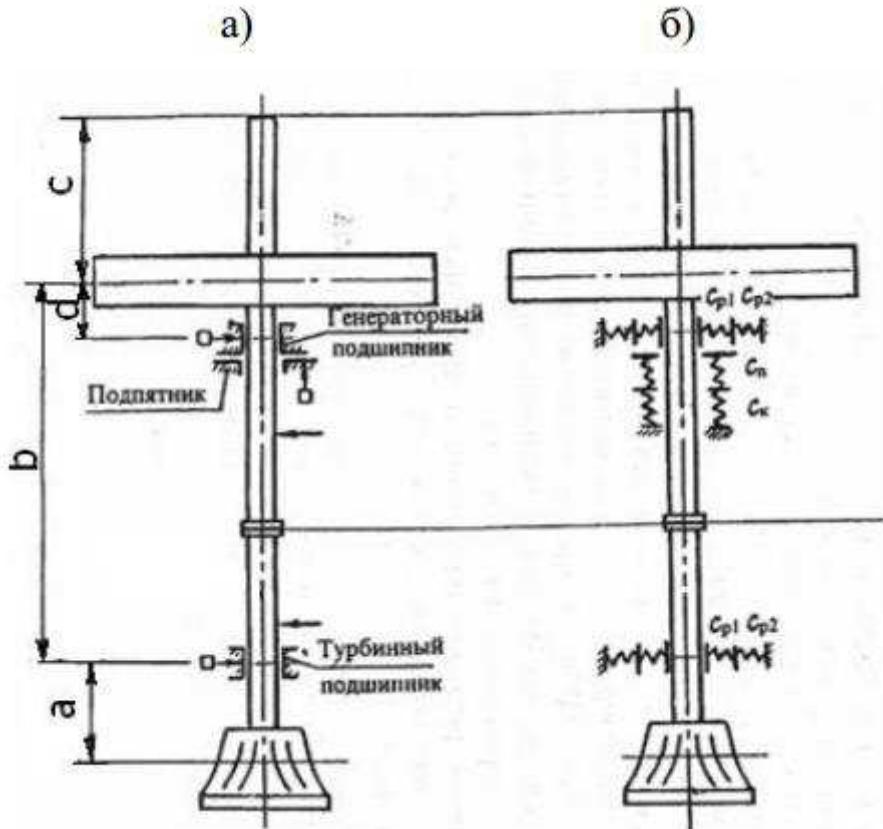


Рисунок -2.3. Схема гидроагрегата с упругими связями:
а – конструктивная схема агрегата; б – расчетная схема агрегата

Составляющие радиальной жесткости C_{p1} и C_{p2} могут быть найдены из следующих выражений:

$$C_{p1} = \frac{R_{\text{под}}}{\delta_{\text{упр}}} \quad (2.18)$$

$$C_{p2} = \frac{R_{\text{под}}}{A} \quad (2.19)$$

где $R_{\text{под}}$ – нагрузка на подшипник;

$\delta_{\text{упр}}$ – упругое перемещение системы “вал-масляный (водяной) слой-вкладыш” под действием силы $R_{\text{под}}$;

$R_{\text{под}}$ – перемещение системы “корпус подшипника- крышка турбины (крестовина)” под действием силы $R_{\text{под}}$.

Суммарная жесткость опорных узлов необходима для расчета собственных частот колебаний ротора агрегата в радиальной плоскости, а составляющие жесткостей – для определения нагрузок в подшипниках.

Для большинства агрегатов жесткости направляющих подшипников находились на режиме холостого хода без возбуждения или режиме синхронного компенсатора.

Корпусная жесткость C_{p2} не имеет принципиальных отличий для турбинных и генераторных подшипников.

У подавляющего большинства подшипников действующих машин эта составляющая радиальной жесткости находится в пределах $(21 \div 50) \cdot 10^8 \text{Н/м}$. Изменение жесткости в границах указанного интервала (в 2,4 раза) означает, что при одинаковой динамической нагрузке на подшипник вибрации будут соответственно в 2,4 раза выше на тех ГЭС, где меньше составляющая корпусной жесткости C_{p2} .

Вторая составляющая радиальной жесткости подшипника "вал-масляный (водяной) слой - вкладыш" C_{p1} существенно ниже по величине "корпусной" жесткости C_{p2} и определяет практически полностью значение суммарной жесткости подшипника. Чем меньше жесткость C_{p1} , тем выше биение вала относительно корпуса подшипника при одинаковой динамической нагрузке и выставленном одинаковом зазоре «вал – вкладыш».

Низкая жесткость C_{p1} подшипников с резиновыми вкладышами нередко становилась причиной задевания рабочих колес за камеру. Неслучайно подшипники с обрезиненными вкладышами на водяной смазке не применяются в зарубежной практике, а при реконструкции отечественных гидротурбин иностранные фирмы всегда предпочитают баббитовые подшипники на масляной смазке.

Жесткость подшипников зависит от ряда факторов, наиболее важными из них являются:

- жесткость подшипника определяется состоянием опорного узла, которое изменяется во времени;
- жесткость может быть неравномерной по окружности подшипника;
- составляющая жесткости вкладыша C_{p1} зависит от статической нагрузки на подшипник и поэтому ее величина может отличаться на разных режимах работы турбины.

2.3.2 Осевая жесткость гидроагрегатов

Осевая жесткость гидроагрегата C_{oc} состоит из двух составляющих жесткости:

- жесткости опорных болтов и сегментов под пятника C_p ;
- жесткости несущей крестовины (или крышки турбины при опоре на нее под пятника) C_k .

Суммарная осевая жесткость гидроагрегата определяется по формуле:

$$C_{oc} = \frac{C_n \cdot C_k}{C_n + C_k} \quad (2.20)$$

Осевая жесткость C_{oc} определяется при известном значении осевого усилия P_{oc} достаточно просто. Для определения жесткости опоры подпятника достаточно разделить известную осевую силу на перемещение опоры от действия этой силы. При этом точность определения жесткости таким способом зависит, прежде всего, от точности расчета осевого усилия.

Исполнение гидроагрегата с опорой подпятника на крышку турбины обеспечивает составляющую осевой жесткости C_k в два раза более высокую, чем при опирании подпятника на несущую крестовину. При одинаковой гидродинамической нагрузке в таком же отношении будут меньше и вертикальные вибрации гидроагрегата, имеющего опору подпятника на крышку турбины.

3 Стационарная система вибрационного контроля

3.1 Требования к системе вибрационного контроля

На основании методических указаний [3,4] основные требования к разрабатываемым системам.

1. Система виброконтроля должна обеспечить прием и преобразование сигналов от датчиков системы диагностики генератора.

2. Средства измерения вибрации и биений вала следует устанавливать на гидроагрегатах станции в одних и тех же местах и желательно с одинаковыми техническими и метрологическими характеристиками.

3. Датчики биений вала должны быть бесконтактными с зазором между датчиком и валом не менее 2 мм, устойчивыми к воздействию воды и масла.

4. Основные требования к устройству замера биений:

- рабочий диапазон частот: 0,4 - 20 Гц;
- рабочий диапазон размаха биений: 30 - 2000 мкм;
- рабочий диапазон температур: +5 - +40°C;
- допустимая индукция внешнего магнитного поля: 0,1 Тл.

5. Система должна позволять "осциллографировать" значение зазора при вращении вала агрегата (периодически и по запросу персонала).

6. Должен осуществляться виброконтроль следующих параметров вибрации: амплитуд и фаз вибраций неподвижных частей и биений вала.

7. Система должна иметь встроенный анализатор для выделения и измерения гармонических составляющих вибрации и биений вала.

8. Мониторинг и контроль вибрационных параметров должен быть непрерывным.

9. Должна быть предусмотрена возможность просмотра сигналов по всем измерительным каналам в режиме реального времени.

10. Должна быть предусмотрена возможность просмотра осцилограмм движения вала.

11. Необходимо предусматривать выполнение функции защиты, действующей на сигнал при выявлении следующих неисправностей:

- механическая разбалансировка ротора генератора;
- механический и гидравлический дисбаланс рабочего колеса турбины;
- искажение формы ротора и статора генератора;
- несоосность ротора и статора генератора;
- ослабление бандажных колец ротора генератора;
- деформация корпуса статора генератора;
- повышенная вибрация корпусов подшипников и опорных конструкций агрегата;
- повышенные вибрации или разрушение элементов направляющих подшипников;

- витковое замыкание в обмотке одного из полюсов ротора.

12. Выходной релейный модуль должен обеспечивать выдачу предупредительных и аварийных сигналов раздельными цепями.

13. Должен быть предусмотрен ключ для оперативного вывода действия защиты на останов гидроагрегата по параметрам вибрации.

14. Должны быть исключены ложные срабатывания при переходных режимах работы генератора.

15. Информация от системы виброконтроля о состоянии гидрогенератора должна поступать на сервера баз данных по информационно-вычислительной сети. Пользователи должны работать с серверами баз данных.

16. Необходимо обеспечивать возможность работы системы совместно с АСУТП станции. Системы постоянного виброконтроля должны быть локальными подсистемами агрегатного уровня АСУТП ГЭС.

17. В АСУТП должен быть организован архив данных по сигнализации, трендам и временным сигналам (осцилограммам). Данные измерений должны архивироваться в системе единого времени с отклонением не более 5мс.

3.2 Задачи контроля вибрационного состояния гидроагрегатов

Основными задачами контроля вибрационного состояния гидроагрегатов являются:

- **Повышение надежности работы гидроагрегатов**

Своевременное выявление дефекта позволяет предупредить возникновение больших последующих потерь и повысить защиту персонала и окружающей среды.

- **Повышение готовности оборудования к эксплуатации**

В результате непрерывного контроля машины можно ограничить количество ревизий, инспекций, внеплановых отключений машины.

- **Ограничение времени ревизий и затрат, связанных с ремонтом**

С помощью непрерывного контроля с автоматической диагностикой можно уже в течение эксплуатации определить причины отказов и неисправностей машин и своевременно запланировать меры по текущему ремонту (замену поврежденных деталей, выравнивание муфт и балансировку).

- **Увеличение срока службы**

Оптимизация пуска, отключения, переходных процессов и предупреждение образования некорректных эксплуатационных состояний.

Методы эксплуатационного контроля вибрации гидроагрегатов:

- периодический контроль;
- непрерывный контроль с использованием стационарных систем.

Периодический контроль может осуществляться как стационарными системами, так и переносными системами. В стационарных системах это

может быть реализовано в автоматическом режиме. Периодический контроль предполагает измерения с определенной периодичностью. Регламентирующим документом является СТО.

В системах непрерывного контроля датчики вибрации установлены стационарно, а результаты измерений записывают и сохраняют в непрерывном режиме в процессе работы машины. Одним из очевидных преимуществ такой системы является возможность оценки состояния машины в реальном масштабе времени.

3.3 Структурная схема системы стационарного виброконтроля гидроагрегата

Система вибрационного контроля разделяется на 3 уровня: нижний уровень, средний и верхний.

Структурная схема системы вибрационного контроля представлена на рисунке 3.1.

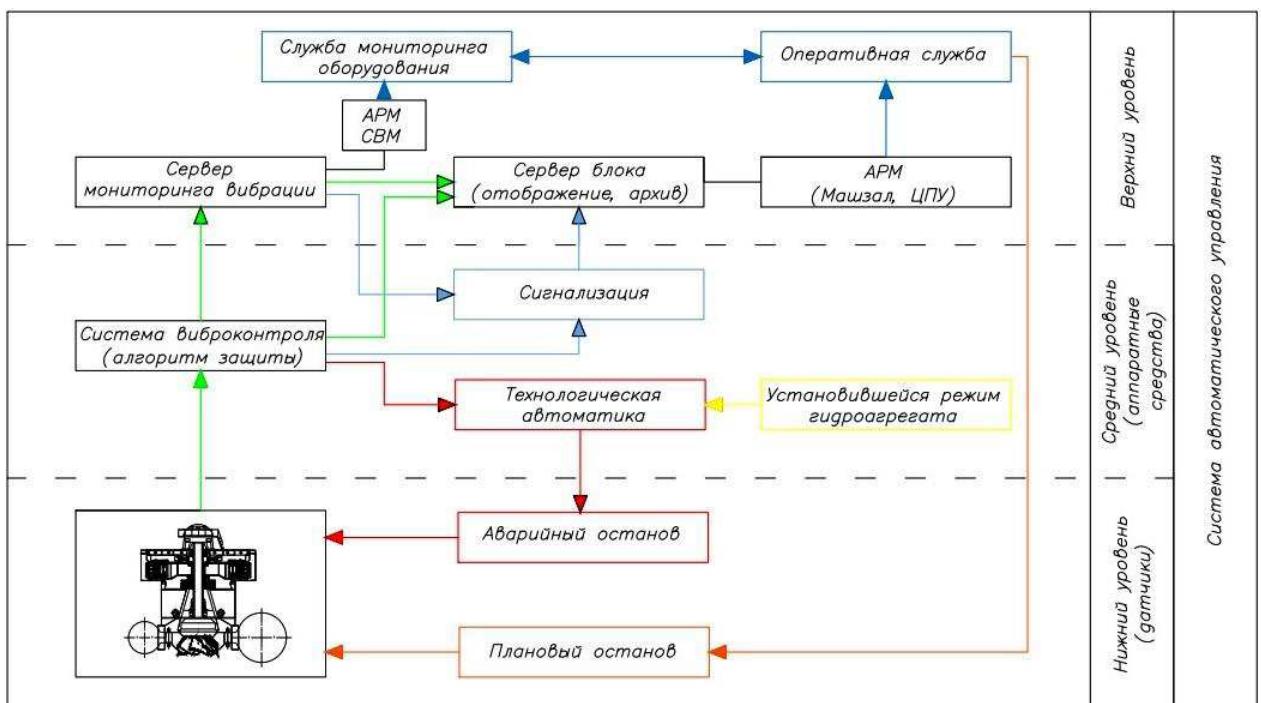


Рисунок 3.1 – Структурная схема вибрационного контроля

Нижний уровень включает в себя первичные преобразователи, устанавливаемые непосредственно на гидроагрегате, служат для измерения следующих параметров: биения вала агрегата; вибрации корпусов направляющих подшипников и опоры подпятника; вибрации сердечника статора генератора; кавитационный шум в проточной части; режимные параметры агрегата (мощность, напор, высоту отсасывания, открытие направляющего аппарата); отметку положения ротора.

Средний уровень включает в себя систему управления и защиты, которая обеспечивает непрерывный контроль за измеряемыми параметрами и

сравнивает их величины с пороговыми значениями. Стержнем такой системы являются возможности средств измерений при минимальных требованиях к оператору, которого в автоматической системе может и не быть.

В верхний уровень входит: сервер мониторинга вибрации, служба мониторинга оборудования, сервер блок, включающий в себя архив и систему отображения данных, с помощью которой оперативная служба следит за состоянием гидроагрегата. На данном уровне осуществляется диагностика, т.е. осуществляется переход к оценке технического состояния оборудования. Эффективность диагноза зависит от квалификации и опыта экспертов, выполняющих анализ результатов измерений.

Требования к порядку выполнения вибрационного контроля и нормы вибрации для оборудования определяются нормативными документами. При оценке вибрационного состояния машин применяются два критерия. Первый критерий связан со значениями измеряемых параметров вибрации, а второй - с изменениями этих значений.

Второй критерий основан на оценке изменения значения параметра вибрации по сравнению с предварительно заданным эталонным значением в установившемся режиме работы машины.

3.4 Первичные преобразователи

Определение причин вибрации и возмущающих сил, вызывающих эту вибрацию, требует применения высококачественной аппаратуры, позволяющей с минимальными погрешностями преобразовать и записать измеряющиеся величины.

В процессе исследования вибрации агрегатов возникает необходимость замеров вибрации отдельных узлов агрегата; деформации и перемещения отдельных деталей и узлов агрегата; изменения давления в различных участках проточной части агрегата.

Специфическая особенность гидроагрегатов состоит в том, что диапазон основных частот вибрации и возмущающих сил, действующих в агрегате, составляет от 0,5 до 500 Гц.

К виброизмерительной аппаратуре для исследования вибрации агрегатов ГЭС предъявляются следующие основные требования:

1. Обеспечение измерения частоты в диапазоне от 0,5 до 500 Гц.
2. Диапазон измеряемых амплитуд колебаний должен находиться в пределах от 0 до 2000 мкм.
3. Чувствительность преобразователей должна обеспечивать измерение смещения до 5 мкм.
4. Погрешность измерения амплитуд вибрации должна быть не более $\pm 5\%$.
5. Обеспечение измерения сдвига фазы вибрации в пределах 0-360°.
6. Фазовая погрешность не должна превышать 10%.
7. Должно отсутствовать влияние компонент вибрации друг на друга.

8. Возможность измерения вибрации раздельно в трех направлениях.

9. Стабильность настройки и характеристик при колебании окружающей температуры в пределах $\pm 15^{\circ}\text{C}$.

10. Отсутствие влияния переменных магнитных и электростатических полей напряженностью до 30 э с частотой 50 Гц.

11. Воспроизведение без больших искажений единичных импульсов вибрации.

12. Высокая износостойчивость.

Датчики вибрации

Датчик вибрации (виброметр) – прибор, позволяющий определять параметры вибрационных явлений. Наиболее часто виброметры используются для определения:

1. Виброскорости
2. Виброускорения
3. Виброперемещения

По принципу механизмов преобразования датчики бывают:

- Пьезоэлектрические
- Оптические
- Вихревые
- Емкостные

Из выше перечисленных видов преобразования наиболее широко используется пьезоэлектрические, вихревые и емкостные.

Пьезоэлектрические акселерометры

В основу работы данного типа приборов положен пьезоэффект – явление возникновения разности потенциалов на пьезокристалле при его механической деформации. Внутри корпуса виброметра содержится инертное тело, подвешенное на упругих элементах, содержащих пьезоэлектрический материал. Если корпус прибора прикреплён к вибрирующей поверхности, упругие элементы за регистрируют колебания инертного тела, которое не прикреплено непосредственно к корпусу, а потому стремится сохранять своё первоначальное положение. В целом, в данной конфигурации пьезоэлектрический виброметр есть не что иное, как акселерометр.

Пьезоэлектрический акселерометр является универсальным вибродатчиком, в настоящее время применяемым почти во всех областях измерения и анализа механических колебаний. Эксплуатационная характеристика пьезоэлектрических акселерометров в общем лучше характеристики любого другого вибродатчика. Пьезоэлектрические

акселерометры отличаются широкими рабочими частотным и динамическим диапазонами, линейными характеристиками в этих широких диапазонах, прочной конструкцией, надежностью и долговременной стабильностью параметров.

Так как пьезоэлектрические акселерометры являются активными датчиками, генерирующими пропорциональный механическим колебаниям электрический сигнал, при их эксплуатации не нужен источник питания. Отсутствие движущихся элементов конструкции исключает возможность износа и гарантирует исключительную долговечность пьезоэлектрических акселерометров. Отметим, что отдаваемый акселерометром сигнал, пропорциональный ускорению, можно интегрировать с целью измерения и анализа скорости и смещения механических колебаний.

Основным элементом пьезоэлектрического акселерометра является диск из пьезоэлектрического материала, в качестве которого нормально используется искусственно поляризованная ферроэлектрическая керамика. Подвергаемый действию силы (при растяжении, сжатии или сдвиге) пьезоэлектрический материал генерирует на своих поверхностях, к которым прикреплены электроды, электрический заряд, пропорциональный воздействующей силе.

Пьезоэлектрический акселерометр с элементами конструкции представлен на рисунке 3.2.

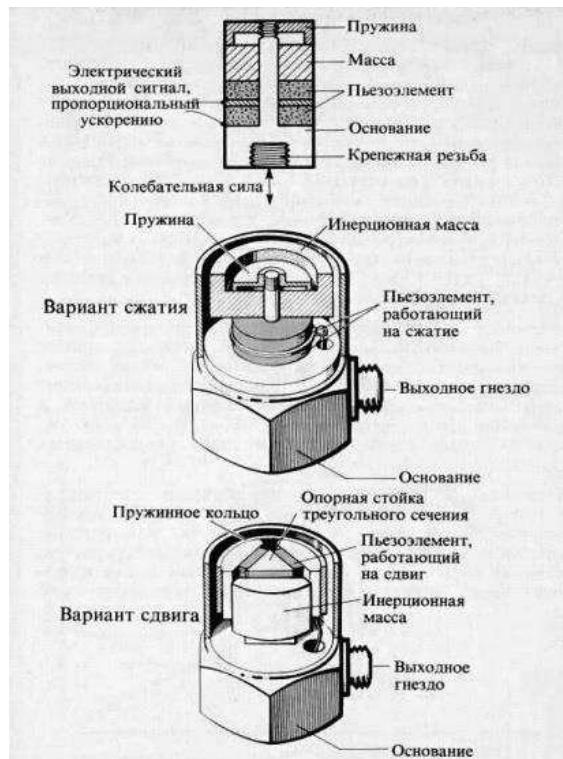


Рисунок 3.2 – Пьезоэлектрический акселерометр

Пьезоэлемент практических пьезоэлектрических акселерометров сконструирован так, что при возбуждении механическими колебаниями

предусмотренная в корпусе акселерометра масса воздействует на него силой, пропорциональной ускорению механических колебаний. Это соответствует закону, согласно которому сила равна произведению массы и ускорения.

На частотах значительно меньших резонансной частоты общей системы масса — пружина ускорение массы акселерометра идентично ускорению его основания и, следовательно, отдаваемый акселерометром электрический сигнал пропорционален ускорению воздействующих на него механических колебаний.

Основные варианты конструкции практических пьезоэлектрических акселерометров следующие:

Вариант сжатия, в котором масса воздействует силой сжатия на пьезоэлектрический элемент.

Вариант сдвига, характерным для которого является работа пьезоэлемента под действием срезывающего усилия, обусловливаемого внутренней массой акселерометра.

Основным недостатком этого класса приборов является необходимость соприкосновения чувствительной части с измеряемым объектом.

Вихревоковые датчики вибрации

Вихревоковые датчики предназначены для бесконтактного измерения вибрации перемещения и частоты вращения электропроводящих объектов. Наиболее часто объектом контроля является осевое смещение и радиальная вибрация вала ротора относительно корпуса.

Вихревоковый датчик состоит из бесконтактного вихревого зонда, удлиненного кабеля и драйвера.

На рисунке 3.3 представлен вихревоковый датчик.

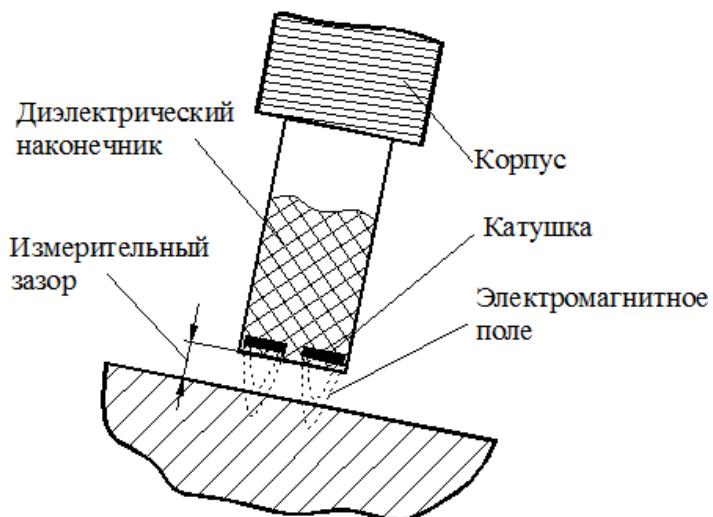


Рисунок 3.3 – Вихревоковый датчик

Вихревой датчик представляет собой металлический зонд с диэлектрическим наконечником на одном конце и небольшим отрезком коаксиального кабеля на другом. С помощью коаксиального удлинительного

кабеля зонд подключается к драйверу. Драйвер представляет собой электронный блок, который вырабатывает сигнал возбуждения пробника и осуществляет выделение информативного параметра.

Выходным сигналом драйвера является, электрический сигнал пропорциональный расстоянию от торца вихревого пробника до контролируемого объекта.

В торце диэлектрического наконечника вихревого зонда находится катушка индуктивности. Драйвер обеспечивает возбуждение высокочастотных колебаний в катушке, в результате чего возникает электромагнитное поле, которое взаимодействует с материалом контролируемого объекта. Если материал обладает электропроводностью, на его поверхности наводятся вихревые токи, которые, в свою очередь, изменяют параметры катушки - ее активное и индуктивное сопротивление. Параметры, меняются при изменении зазора между контролируемым объектом и торцом зонда. Датчик преобразует эти изменения в электрический сигнал, осуществляет его линеаризацию и масштабирование.

Использование соединительного кабеля, состоящего из двух частей - кабеля зонда и удлинительного кабеля выгодно с технологической точки зрения. С помощью типового набора удлинительных кабелей разной длины, удобно задавать общую длину системы. Для защиты от механического повреждения весь кабель или его отдельные части армируются.

Драйвер представляет собой герметичную металлическую коробку, на которой имеется коаксиальный соединитель для подключения кабеля, а также клеммы питания, земли, общего провода и выходного сигнала.

Вихретоковые датчики обладают хорошим частотным откликом (реакция на изменение расстояния между торцом зонда и объектом контроля). Обычно частотный диапазон составляет 0 - 10000 Гц. При этом неравномерность амплитудно-частотной характеристики не превышает 0,5 дБ.

Входным параметром вихретокового датчика является величина зазора между торцом пробника и электропроводящим объектом. Величина измеряемого зазора составляет несколько миллиметров и зависит от диаметра катушки, заключенной в торце диэлектрического наконечника. Выходной сигнал, пропорциональный измеряемому зазору, может быть представлен в виде напряжения, тока или в цифровом формате (определяется типом системы наблюдения).

Для драйверов с выходным сигналом в виде напряжения указывают чувствительность (коэффициент преобразования зазора в электрический сигнал), которая в большинстве случаев составляет 8 мВ/мкм. Часто для сопряжения вихретокового датчика с типовыми системами мониторинга необходимо дополнительное преобразование выходного напряжения в формат 4-20mA токовой петли или в цифровой вид.

Устройства, сочетающие функции драйвера и дополнительного формирователя называют трансмиттерами.

Приоритетной областью использования вихретоковых датчиков является контроль осевого смещения и поперечного биения валов гидроагрегатов. Применение для этих целей датчиков скорости и ускорения, хотя и допустимо, но неоправданно, поскольку из-за слабого отклика на низких частотах (<10 Гц) и значительного поглощения вибрации массивным корпусом установки, результат будет иметь большую погрешность. Вихретоковый метод напротив обладает исключительной точностью, поскольку не только не имеет нижнего предела по частоте, но и не требует математической обработки результатов измерения ввиду прямого соответствия выходного сигнала текущему смещению вала или измерительного буртика относительно корпуса.

Для измерения величины радиальной вибрации, как правило, используют два датчика установленные перпендикулярно валу и развернутые относительно друг друга на 90 градусов.

Ортогональное X-Y размещение датчиков улучшает диагностические возможности, поскольку при наличии соответствующих средств мониторинга позволяет визуально наблюдать орбиту движения вала в радиальной плоскости.

Для измерения осевого сдвига датчик размещают параллельно оси в торце вала и (или) параллельно плоскости измерительного буртика.

В некоторых случаях для усиления диагностических возможностей в торце вала рекомендуется устанавливать два датчика. Это позволяет помимо смещения измерять угол отклонения вала от осевой линии.

Вихретоковые датчики часто используются для измерения частоты вращения или углового положения ротора. Формирование отклика датчика обеспечивается небольшим выступом или углублением на валу. Такой датчик называют фазовым ключом (формирователь фазовой метки). Его часто используют совместно с X-Y датчиками радиальной вибрации для определения ориентации орбиты движения вала относительно фазовой метки. Эта информация позволяет легко определить место установки противовеса для устранения дисбаланса вала.

Для измерения углового положения идеально подходит зубчатое колесо. Количество импульсов, соответствующих числу зубьев от начала отсчета определяет текущее угловое положение вала.

Использование в вихретоковой системе трансмиттера вместо драйвера позволяет получить на выходе сигнал, величина которого прямо пропорциональна числу оборотов в минуту или вибрации от пика до пика во всем частотном диапазоне.

Оптические виброметры

В основу работы оптического виброметра подобно ультразвуковым датчикам перемещения положен эффект Доплера. Прибор обычно содержит лазерный источник излучения, приемную оптическую схему, а также электронную схему обработки. При отражении излучения от неподвижного

объекта длина волны принятого луча не отличается от истинной длины волны лазера. Если объект перемещается вдоль оси излучения, происходит сдвиг длины волны отражённого излучения на некоторую величину (эффект Доплера), значение и знак которой несут информацию о скорости и направлении движения объекта, а используемая в составе приёмного оптического модуля интерферометрическая схема позволяет определить эту величину. Таким образом, колебания отражающей поверхности модулируют частотный сдвиг, и электронная обработка этого сигнала модуляции позволяет получить параметры вибрационных колебаний.

Принципиальная схема оптического виброметра представлена на рисунке 3.4.

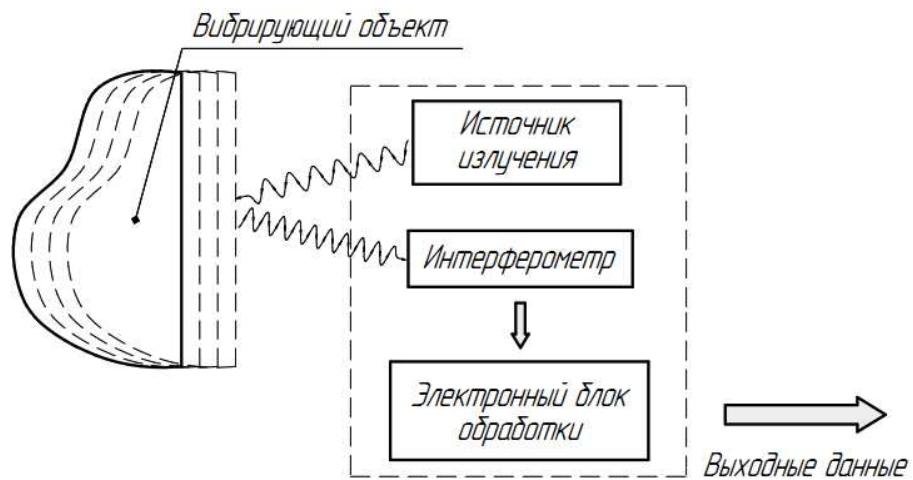


Рисунок 3.4 – Принципиальная схема оптического виброметра

Одним из основных достоинств оптических виброметров является то, что диагностика с их помощью может проводиться бесконтактно, при их использовании в стационарном измерительном комплексе требуется лишь однократная фокусировка на измеряемой поверхности. Кроме того, устройства этого типа обладают высокой точностью и быстродействием, поскольку лишены подвижных элементов. К недостаткам можно отнести довольно высокую цену.

3.5 Место установки датчиков

Датчики вибрации непосредственно устанавливаются на элементах гидроагрегата, места размещения датчиком представлены на рисунке 3.5.

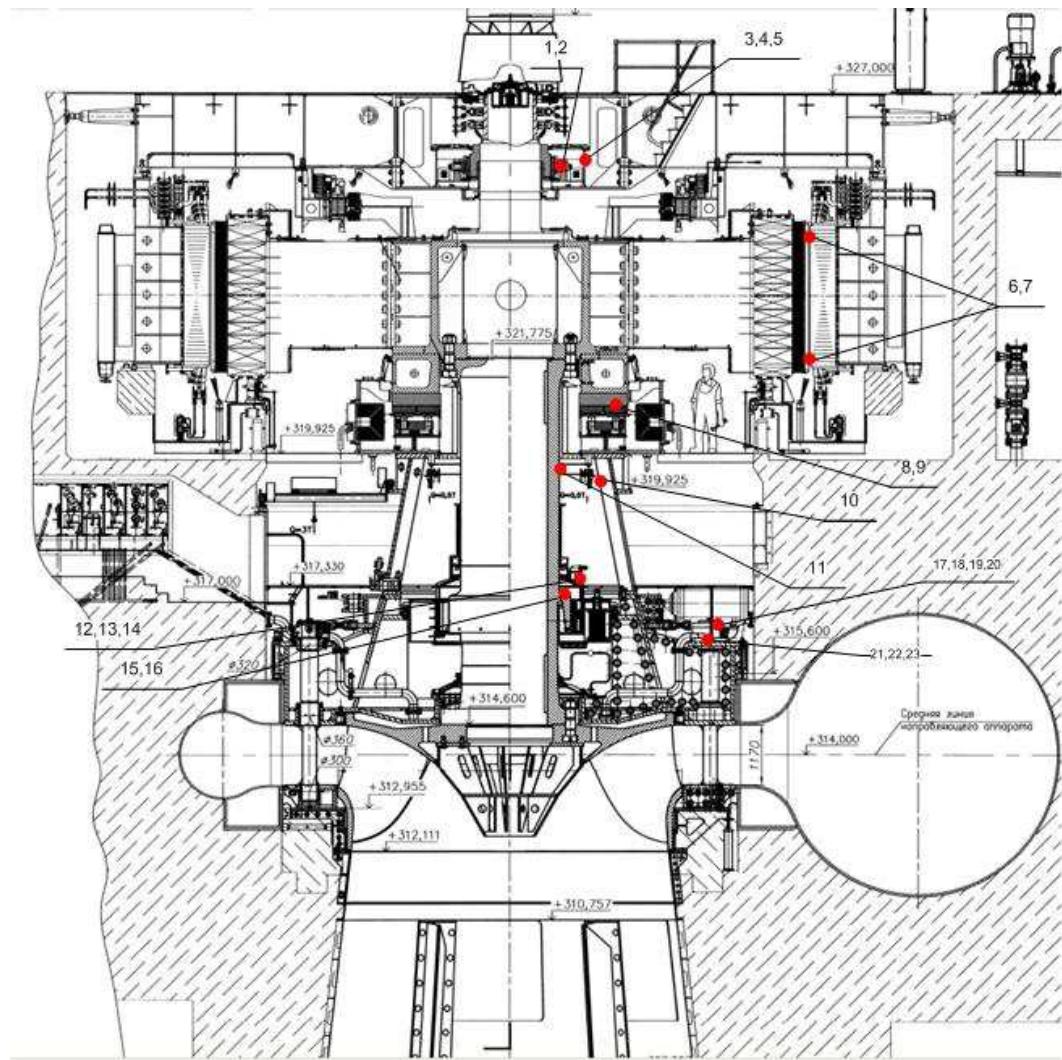


Рисунок 3.5—Места размещения датчиков вибрации

1. На генераторном подшипнике (датчики 1,2 измеряют относительное радиальное вибропрелемещение вала надставки в районе генераторного подшипника, датчики 3,4 измеряют абсолютное радиальное вибропрелемещение генераторного подшипника, датчик 5 –измеряет абсолютное вертикальное вибропрелемещение генераторного подшипника со стороны НБ).
2. В зазоре статора генератора (датчики 6,7 – измеряют воздушный зазор главного генератора (16 точек контроля)).
3. В под пятнике генератора (датчики 8,9 служат для измерения относительного вертикального вибропрелемещения диска под пятника).
4. На опоре под пятника (датчик 10 измеряет абсолютное вертикальное вибропрелемещение опоры под пятника со стороны нижнего бьефа).
5. Под под пятником (датчик 11 отметчик оборотов).
6. На турбинном подшипнике (датчики 12,13 служат для измерения абсолютного радиального вибропрелемещения турбинного подшипника, датчик 14 для измерения абсолютного вертикального вибропрелемещения

турбинного подшипника со стороны НБ, датчики 15,16 - Относительное радиальное вибропрелемещение вала в районе турбинного подшипника).

7. На лопатках направляющего аппарата (датчики 17,19 служат для измерения абсолютного вертикального виброускорения лопаток направляющего аппарата, датчики 18,20 для измерения абсолютной радиальной виброскорости лопаток направляющего аппарата).

8. На крышке турбины (датчик 21 измеряет относительное радиальное вибропрелемещение крышки турбины со стороны НБ, датчики 22,23 - относительное вертикальное вибропрелемещение крышки турбины).

3.6 Обработка данных

Масштабирование сигнала

С источника вибрации получаем входной сигнал 50г (рисунок 3.6), датчик преобразует его в напряжение 5 В (рисунок 3.7). Коэффициент чувствительности датчика:

$$K_q = \frac{U_{\text{вых}}}{f_{\text{вх}}} ; \quad (3.1)$$

$$K_q = \frac{5}{50} = 100 \text{ мВ/г.}$$

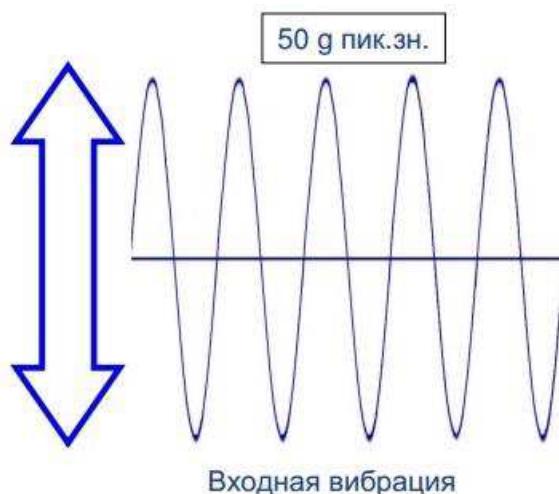


Рисунок 3.6 – Осциллограмма входной вибрации



Рисунок 3.7 – Осциллограмма выходного напряжения

После масштабирования аналогового сигнала, нам необходимо его преобразовать в цифровой.

Аналогово-цифровое преобразование

Датчик создает аналоговый сигнал, пропорциональный вибрации. Далее сигнал поступает, на аналогово-цифровой преобразователь с постоянной скоростью выборки преобразует непрерывный аналоговый сигнал вибрации, в ряд дискретных выборок. АЦП преобразует каждое мгновенное значение амплитуды выборки в цифровое значение для ввода в память.

Разрешение по амплитуде.

Размер выборки – часть конструкции устройства сбора данных и не регулируется. Типичные размеры выборки для современных портативных устройств сбора данных: 14-бит, 16-бит, и 18-бит.

Разрешение по времени.

Частота дискретизации определяется косвенно исходя из выбранной максимальной частоты, отображаемой в спектре. Настройка диапазона частот задается для каждой опрашиваемой точки измерения.

Обработка цифрового сигнала

После преобразования аналогового сигнала в цифровой, его необходимо обработать для дальнейшего анализа специалистом. При измерении вибрационного сигнала датчик фиксирует колебания различных частот, в том числе и вибрационный шум от других элементов агрегата. Для полноценного анализа, нам необходимо с помощью программного обеспечения разбить композитный сигнал вибрации на частотные компоненты, из которых он состоит, для этого применяется быстрое преобразование Фурье (БПФ).

Частота дискретизации устанавливается путем задания диапазона частот спектра f_{max} .

$$f_{\text{диск}} = 2,56 \cdot f_{max}; \quad (3.2)$$

Количество цифровых выборок устанавливается путем задания числа спектральных линий.

Разбитие композитного сигнала на частотные компоненты представлено на рисунке 3.8.

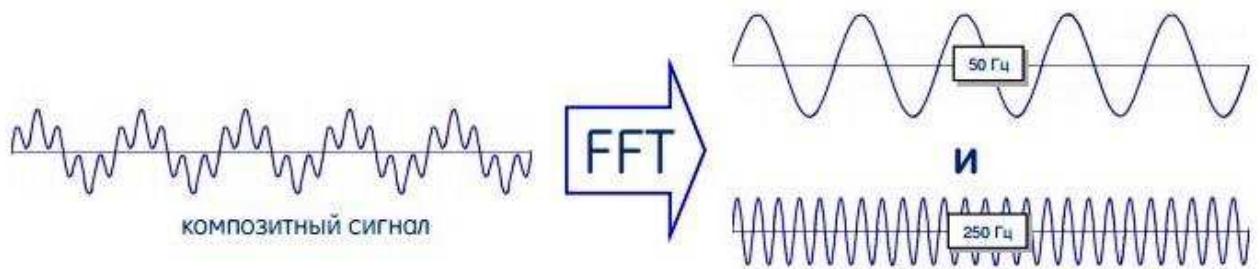


Рисунок 3.8 - Разбитие композитного сигнала на частотные компоненты

После разложения сигнала на частоты мы можем перейти из временного домена на частотный.

Переход из временного домена на частотный, представлен на рисунке 3.9.

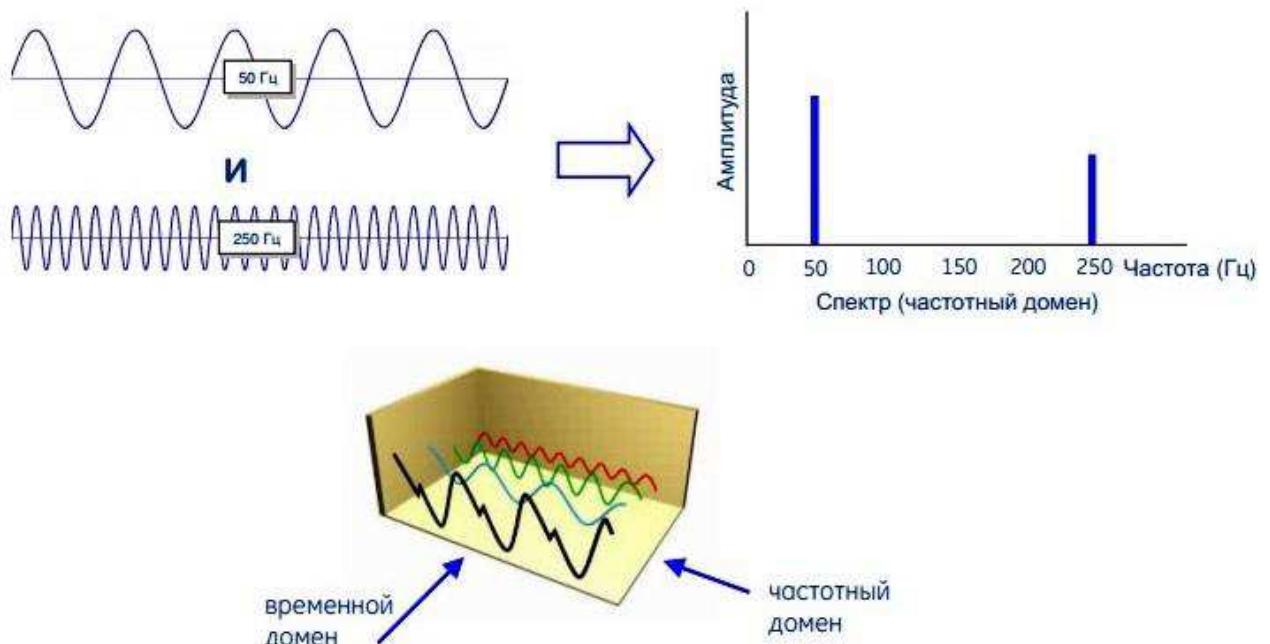


Рисунок 3.9 – Переход из временного в частотный домен

После разложения сигнала на спектры мы можем произвести анализ сигнала.

Применение фильтров для выявления источника вибраций

В результате измерения вибрации, возникает достаточно много помех, исходящих от других агрегатов и оборудования, диагностика таких данных достаточно сложна, в некоторых случаях невозможна. Для устранения ненужных вибрационных колебаний используют фильтры. С помощью фильтров можно убрать не нужные спектры частот, что позволяет упростить анализ вибрационного сигнала.

Амплитудная характеристика фильтров вибрации представлена на рисунке 3.10.

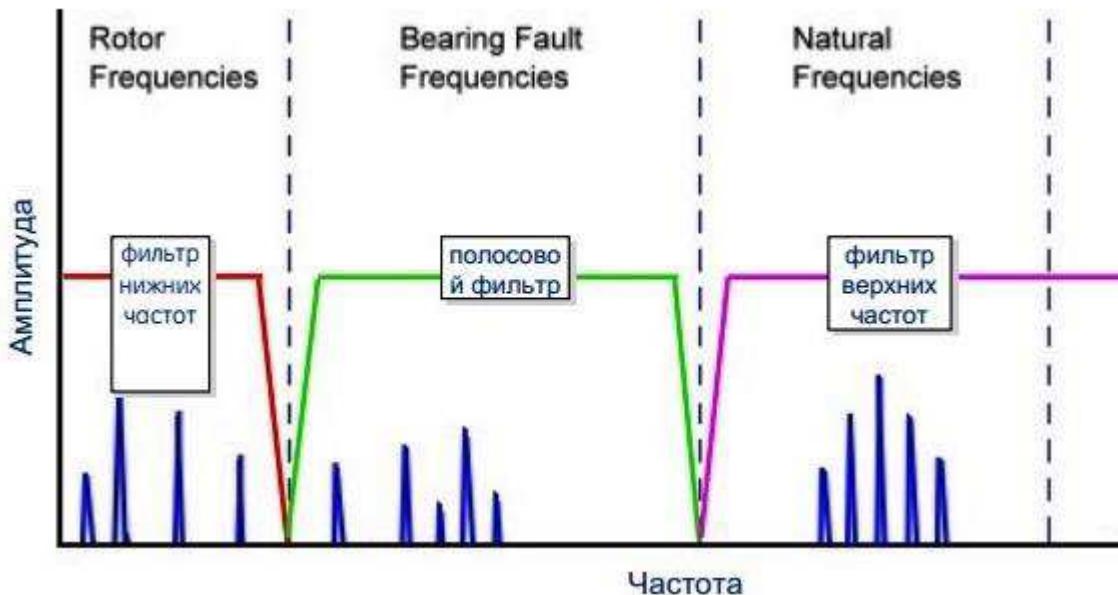


Рисунок 3.10 – Фильтры вибрации

Различают фильтры:

- фильтр нижних частот
- полосовой фильтр
- фильтр верхних частот

Фильтр верхних частот позволит устраниТЬ спектры высоких частот, например которые не входят в диапазон вибрации ротора и подшипников гидроагрегата. Аналогично и с полосовым фильтром и фильтром нижних частот.

3.7. Обзор систем контроля и диагностики

Система диагностирования гидроагрегатов SIMENS

Система диагностирования является частью системы управления гидроагрегатом. В данной системе отдельно выделяется система мониторинга параметров [4].

Контроллер системы состоит из процессорных и сигнальных модулей «SIMENS» (Сименс), включая выделенный процессорный модуль и два модуля быстродействующих АЦП для измерения параметров биений и вибраций.

Измеренные значения контролируемых параметров отображаются на операторской панели, которая располагается в панели агрегатного щита управления. Имеется возможность передачи информации через информационно-вычислительную сеть на автоматизированные рабочие

места оперативного персонала для отображения. Эта же информация передаётся на сервер для хранения. Структурная схема подсистемы мониторинга приведена на рисунке 3.11 [4].

Для измерения биений применяют бесконтактные вихреветковые датчики с диапазоном измерения зазоров 2-6 мм.

Информация от датчиков о текущем значении зазора поступает в контроллер системы, который выполняет первичную обработку, расчет вычисляемых параметров диагностирования и формирование пакета данных для передачи по информационно-вычислительной сети.

Измеряемыми параметрами системы мониторинга являются:

- горизонтальная и вертикальная вибрация крышки турбины;
- вертикальная вибрация опоры подпятника;
- горизонтальная вибрация корпуса статора гидрогенератора;
- горизонтальная вибрация верхней крестовины;
- биения вала у турбинного подшипника по бьефам и по берегам;
- биение вала у фланца генераторного вала по бьефам;
- биение вала у генераторного подшипника по бьефам и по берегам;
- биение зеркала подпятника.

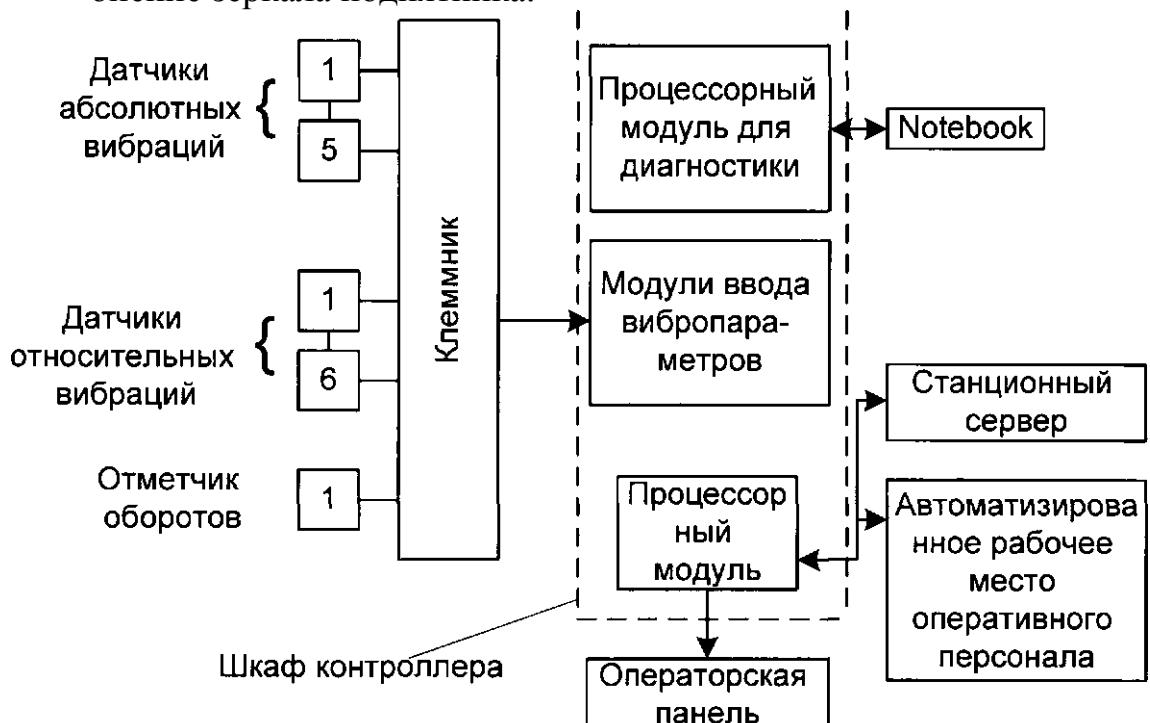


Рисунок 3.11- Структурная схема подсистемы мониторинга гидроагрегатов SIMENS

Для обеспечения ввода и обработки осцилограмм вибрационных параметров используются модули быстродействующих АЦП и дополнительный процессорный модуль, входящий в контроллер подсистемы мониторинга. АЦП и процессорный модуль обеспечивают частоту опроса 330 Гц по каждому из 12 каналов измерения параметров вибрации. Частота вибрации,

контролируемая подсистемой мониторинга, составляет 100 Гц. Это соответствует вибрации статора с полюсной частотой.

Используя полученные данные, производится определение общего состояния гидроагрегата.

Достоинства системы диагностирования гидроагрегатов SIMENS:

- возможность просмотра параметров вибрации на диспетчерском пульте в реальном времени;

в большой набор контролируемых параметров вибрационного состояния. Недостатки системы диагностирования SIMENS:

- отсутствие возможности просмотра осцилограмм сигналов вибраций и биений вала в реальном времени с пульта автоматизированных рабочих мест;
- не вычисляется зазор между валом и индукционным датчиком, то есть не может быть построена кривая изменения зазора;
- низкая частота опроса каналов измерений вибрационных параметров;
- не предусмотрено автоматическое определение дефектов.

Аппаратно-программный комплекс автоматизированного мониторинга биения вала гидроагрегатов (АПК «ВАЛ»)

Комплекс АПК "ВАЛ" осуществляет непрерывный контроль биений вала действующих гидроагрегатов с целью определения оперативной оценки их состояния.

В данном комплексе используются индукционные датчики, регистрирующие биение вала гидроагрегата (колебания внешней поверхности вала относительно несущих конструкций). Затем сигналы биений преобразовываются в цифровую форму в аналого-цифровом преобразователе. В микропроцессоре комплекса производится расчет максимальной величины амплитуды биения вала, регистрируемой каждым датчиком за один оборот. Все параметры контроля отображаются на собственном мониторе системы, а также на мониторах оперативного персонала станции, включенных в локальную вычислительную сеть АСУ ТП. Передача данных от блока обработки до ПЭВМ, в которой установлен микропроцессор, осуществляется по каналу связи ETHERNET.

Комплекс может работать в двух режимах:

в автоматическом автономном;

- автоматизированном (диалоговом).

В автоматическом автономном режиме АПК "ВАЛ" обеспечивает:

- контроль, хранение и обработку информации о биениях вала гидроагрегата;

- расчет максимальной амплитуды биений;

- отображение контролируемых и расчетных параметров;

- самопроверку работоспособности самого комплекса.

В автоматизированном режиме АПК "ВАЛ" обеспечивает:

- управление режимами функционирования комплекса;
- отображение информации на всех этапах обработки данных и ее наглядную графическую интерпретацию;
- извлечение осцилограмм биений вала.

Достоинства АПК «ВАЛ»:

- непрерывность работы;
- возможность просмотра осцилограмм.

Недостатки АПК «ВАЛ»:

- не определяется фаза биений;
- нет возможности контролировать симметрию движения вала;
- не контролируется спектр вибрации вала гидроагрегата;
- не предусмотрено автоматическое определение дефектов.

Система непрерывного контроля состояния гидроагрегата типа «SUPER»

Система «SUPER» является комплексной системой непрерывного контроля. В данной работе рассмотрим только подсистему контроля вибрации [5].

Данная система имеет блок обработки информации, поступающей от датчиков, расположенных около агрегата. Сигналы после обработки, подаются на микропроцессор, который находится на пульте управления ГЭС. Для постановки диагноза состоянию гидроагрегата оператор должен вызвать на экран монитора данные от блока и сделать вывод.

Контролируются следующие параметры:

- биения вала у верхнего и нижнего генераторных подшипников по бьефам и по берегам;
- вибрация на верхнем подшипнике генератора: гармоники, кратные оборотной частоте и частоте сети;
- осевое смещение.

Данные передаются в основной блок 1 раз в час, причем данные, резко изменяющиеся при изменении режима агрегата, отбрасываются, то есть в системе «SUPER» используется принцип стабильности. Каждый час в процессор передается спектр вибраций, непрерывный контроль, анализ состояния гидроагрегата в режиме реального времени.

Преимущества подсистемы контроля вибрации системы «SUPER»:

- существует возможность определения спектра вибрации.
- определяет зазор между датчиком и валом.

Недостатки подсистемы контроля вибрации системы «SUPER»:

- не определяет фазу биений вала гидроагрегата;
- нет возможности контролировать спектр вибрации в реальном времени (спектр передаётся только 1 раз в час);
- не предусмотрено автоматическое определение дефектов.

Система вибрационного контроля VIMOS (ABB)

В системе VIMOS данные о вибрационном состоянии поступают по 32 каналам, производится анализ изменения вибрации, спектра частот вибрации с помощью цифровых фильтров и быстрого преобразования Фурье. Результаты измерений сохраняются в базе данных [5].

При переходных режимах уровень допустимых колебаний может быть установлен большим, чем при нормальном режиме. Система работает в непрерывном режиме.

Система VIMOS осуществляет контроль следующих параметров:

- перемещение направляющих подшипников в направлениях от верхнего бьефа к нижнему и от правого берега к левому;
- перемещение сегментов под пятника;
- вибрация в лобовых частях обмотки;
- вибрация пакета активной стали статора;
- воздушный зазор между датчиком и валом.

Измерение вибрации производится по двум перпендикулярным осям, при этом осуществляется запоминание количества циклов вибрации по трем заданным уровням.

Преимущества системы вибрационного контроля VIMOS:

- непрерывный режим работы;
- контроль зазора между датчиком и валом.

Недостатки системы вибрационного контроля VIMOS:

- нет средств отображение параметров мониторинга и осцилограмм биений;
- не измеряется фаза биений;
- не предусмотрено автоматическое определение дефектов.

Система вибрационной диагностики гидроагрегатов «НПО ЦКТИ»

Система обнаруживает следующие неисправности гидроагрегатов:

- механическую неуравновешенность ротора агрегата (рабочего колеса, ротора гидроагрегата);
- излом вала, неперпендикулярности во фланцевом соединении и в подшипнике;
- гидравлический небаланс рабочего колеса;
- электрический небаланс ротора генератора;
- неравномерность воздушного зазора между ротором и статором генератора;
- повышенные динамические нагрузки на рабочем колесе;
- перегрузка направляющих подшипников;
- износ и ослабление подшипников;
- перегрузка под пятника;
- нарушение работы системы регулирования;
- резонансные колебания вала, автоколебания;
- повышенные вибрации железа статора генератора, состояние несущей крестовины и крышки турбины.

Для контроля вибрации использованы низкочастотные акселерометры со встроенным предусилителем типа АНС-257 с рабочим диапазоном частот от 1 до 250 Гц. Для измерения перемещения вала на агрегате, воздушного зазора, изменения формы статора и ротора установлены бесконтактные вихревоковые датчики, разработанные ЦКТИ (диапазон амплитуд от 0 до 2 мм, рабочий диапазон частот от 0 до 250 Гц).

Преимущества системы вибрационной диагностики гидроагрегатов «НПО ЦКТИ»:

- непрерывный режим работы;
- контроль амплитуд и фаз гармоник сигнала вибрации отдельных узлов гидроагрегата;
- предусмотрено автоматическое определение отдельных дефектов.

Недостатки системы вибрационной диагностики гидроагрегатов «НПО ЦКТИ»:

- отсутствие контроля вертикальной вибрации отдельных частей гидроагрегата;
- нет средств отображения осцилограмм биений;
- отсутствие сигнализации и защиты по результатам оценки вибрационного

4 Техническая диагностика гидроагрегатов

4.1 Общие положения технической диагностики гидроагрегатов

Согласно ГОСТ 20911-89 под *техническим диагностированием* понимают определение технического состояния объекта. Задачами технического диагностирования являются: контроль технического состояния, поиск места неисправности и определение причин отказа, а в некоторых случаях прогнозирование технического состояния [6]. Однако термин «Техническое диагностирование» применяют только в случаях, когда решаемые задачи равнозначны либо когда основной задачей является поиск места и определение причин неисправности.

Важнейшей частью технического диагностирования является определение вида технического состояния и его классификация.

Контроль режима - оценка соответствия параметров режима работы оборудования заданным пределам [5].

Контроль технического состояния - проверка соответствия значений параметров объекта требованиям технической документации и определение на этой основе одного из заданных видов технического состояния в данный момент времени [6]. Данный термин применяется, если основной задачей технического диагностирования является определение вида технического состояния объекта.

Техническое состояние объекта - состояние, которое характеризуется в определенный момент времени, при определенных условиях внешней среды, значениями параметров, установленных технической документацией на объект [6].

Диагностирование либо контроль технического состояния осуществляются по определенным параметрам объекта. Такие параметры называются *диагностическими параметрами*.

Система технического диагностирования (контроля технического состояния) - совокупность средств, объекта и исполнителей, необходимая для проведения диагностирования (контроля) по правилам, установленным в технической документации [6].

Число возможных дефектов гидроагрегата достаточно велико. Каждый дефект характеризуется набором определенных признаков. Признаки, характеризующие состояние, называются *диагностическими*. Для выявления определенного дефекта достаточно нескольких таких признаков. Количество диагностических признаков, достаточных для выявления дефекта, можно назвать достаточным. Для каждого дефекта достаточное количество диагностических признаков будет различным. Это зависит от информативности отдельного признака: чем больше информации о состоянии агрегата несет в себе диагностический признак, тем меньше нужно диагностических признаков для выявления дефекта.

Широкий спектр возможных дефектов гидроагрегата и их диагностических признаков обуславливает многообразие методов и средств диагностики.

Процесс развития дефекта носит причинно-следственный характер, т.е. причины одних процессов могут стать следствиями других.

Причины возникновения дефектов можно сформулировать следующим образом:

- старение материалов и износ конструктивных узлов гидроагрегатов;
- недостатки проектирования и производства;
- недостатки транспортировки, хранения и монтажа;
- неудовлетворительные техническая эксплуатация и ремонты;
- применение недоброкачественных материалов;
- перегрузки (длительные и/или кратковременные), превышающие значения, определяемые технической документацией;
- выход параметров окружающей среды за допустимые пределы, установленные технической документацией.

Оценка состояния и принятие решения о ремонте гидроагрегатов делаются на основе комплексной диагностики. Анализ состояния осуществляется по отдельным процессам, характерным для определенных методов диагностики. Наибольшее распространение получили такие методы диагностики, как температурная и вибрационная.

Основным при разработке новых методов диагностики является анализ информативной ценности отдельных признаков в исследуемых процессах. Необходимо каждый признак определять по результатам измерений параметров состояния гидроагрегата.

В настоящее время диагностика выполняется по результатам периодических испытаний или в ходе периодического анализа непрерывно получаемых параметров [5]. При этом определяются величины параметров, в том числе и такие, которые недопустимы при работе гидроагрегата. Однако у такого подхода есть большой недостаток, который заключается в отсутствии возможности контролировать процессы изменения труднодоступных параметров во времени. Этого недостатка лишен метод, непрерывного контроля, который позволяет отслеживать изменения и тенденции состояния. Этот подход является предпочтительным. Для осуществления непрерывной диагностики требуется автоматическая система контроля, которая может обеспечить сбор, обработку и анализ измеряемых параметров, в том числе и труднодоступных.

Таким образом, целью технического диагностирования гидроагрегата является определение технического состояния и характера изменения этого состояния во времени. Это позволит, помимо оценки текущего состояния, определять вид и опасность имеющихся дефектов. Для создания системы технического диагностирования необходимо разработать методику выявления дефектов с учетом значимости диагностических признаков, причин возникновения дефектов и их значения для состояния гидроагрегата.

4.2 Состояния гидроагрегатов

4.2.1 Виды состояний

Согласно «Методике оценки технического состояния основного оборудования гидроэлектростанций» [4], под видом технического состояния понимается категория технического состояния, которая характеризуется соответствием или несоответствием качества объекта определенным техническим требованиям, установленным технической документацией на этот объект.

Рассмотрим виды технического состояния. В зависимости от контекста различают следующие виды: исправность и неисправность; работоспособность и неработоспособность, правильное функционирование и неправильное функционирование. В случае, когда состояние какого-либо элемента или агрегата в целом соответствует или не соответствует всем требованиям нормативной и конструкторской документации, то такое состояние оценивается, как исправное или неисправное [7]. Если речь идет о состоянии объекта, при котором значения всех параметров, характеризующих способность выполнять или не выполнять определенные функции, соответствуют требованиям нормативной и конструкторской документации, то такое состояние определяется, как работоспособное или неработоспособное [7]. Если в контексте основное внимание уделено выполнению объектом определенного алгоритма функционирования при использовании объекта по назначению, то говорят о правильном или неправильном функционировании.

В общем случае имеется пара состояний: «параметры соответствуют требованиям - параметры не соответствуют требованиям». Для определения состояния на таком уровне достаточно сравнить контролируемые параметры с предельно допустимыми для данного типа оборудования. Оценить такие состояния достаточно просто. Оценка состояния, при котором параметры соответствуют всем требованиям, будет вида: «работа допускается», в противном случае: «работа не допускается».

Приведенная выше методика определения состояния оборудования и его оценки только по предельно допустимому значению, является достаточно грубой. Причем главной проблемой является то, что в зоне, в которой значения параметров состояния соответствуют предъявляемым требованиям, могут быть свои ограничения по режимам и по времени работы, что будет рассмотрено ниже. Следовательно, данный метод оценки подходит только для автоматического предупреждения и отключения оборудования при превышении параметрами предельных значений.

Кроме рассмотренных выше состояний оборудования, существует еще предельное состояние оборудования. Это такое состояние, при котором дальнейшая эксплуатация оборудования недопустима, либо невозможно или

нецелесообразно восстанавливать его работоспособное состояние. Для каждого объекта существует критерий предельного состояния. Это либо признак, либо несколько признаков предельного состояния. Такие признаки определяются в нормативной или конструкторской документации

4.2.2. Границы состояний гидроагрегатов

Понятие техническое состояние включает совокупность признаков (параметров), характеризующих изменение свойств объекта в процессе эксплуатации. В теории диагностики принято, что объект имеет множество состояний (классов, категорий состояний) [3]. Однако число классов (категорий) состояния объектов может быть ограничено, если они будут связаны с определенным объемом работ по контролю за техническим состоянием, проведением ТО и ремонта и их периодичностью. В связи с этим, в основу градации категорий технического состояния был положен принцип отнесения категории технического состояния к видам технического обслуживания и ремонта.

Исходя из изложенного, при нормировании диагностических параметров, характеризующих техническое состояние, предусматривается пять категорий технического состояния [4].

1. Категория А – «отличное состояние».

2. Категория В - «хорошее состояние». Этой категории должны удовлетворять новые гидроагрегаты, которые только что были введенные в эксплуатацию. В данной категории принимается, что неисправность отсутствует, и дефекты не возникают.

3. Категория С - «удовлетворительное состояние». Гидроагрегаты, соответствующие данной категории, считаются пригодными для длительной эксплуатации. При этом имеется незначительная неисправность.

4. Категория D - «неудовлетворительное состояние». В этой категории гидроагрегаты могут работать в течение ограниченного времени до момента вывода в ремонт. При этом могут вводиться ограничения по режимам работы, чтобы исключить дальнейшее развитие существующих дефектов. К этой категории относят гидроагрегаты, имеющие существенные неисправности, и при ее возникновении, согласно общепринятой практике, должна срабатывать аварийная сигнализация, предупреждающая о необходимости ремонта машины. При превышении уровня параметров верхней границы категории С, машину следует остановить.

4. Категория О - «недопустимое состояние» («аварийное состояние»). Уровни параметров гидроагрегата (в том числе вибрации) соответствующие категории О, считаются опасными и способными привести к существенному развитию повреждения. Машина должна быть остановлена.

Понятия категорий технического состояния и их норм являются фундаментальными принципами технической диагностики. Категории технического состояния определяют жизненные циклы машин.

Определение границ различия технических состояний имеет особое значение при решении прикладных задач диагностирования гидроагрегатов. Правильный и своевременный выбор ремонтного воздействия в соответствии с оценкой состояния позволяет не только избежать возникновения аварийных ситуаций, но и существенно продлить срок службы оборудования. Практически о работе машины с вибрацией говорят в том случае, если параметры вибрации превышают допустимые значения. Определение допустимых значений вибрации и границ необходимых ремонтных воздействий в настоящее время производится на основе рекомендаций по измерению и оценке вибраций, а также по рекомендациям завода-изготовителя оборудования.

В современных условиях, когда появилась задача перейти от ремонтов по расписанию к ремонтам по состоянию, деление области возможных состояний для гидроагрегата на 4 зоны не позволит реализовать данную задачу в полной мере. Для решения такой задачи необходимо разграничить зоны ответственности системы технического контроля вибропараметров от системы технического диагностирования, использующей данные о вибрации.

При таком решении за системой контроля состояния останутся функция мониторинга вибропараметров, а также функция сигнализации и/или отключения оборудования при превышении предельного уровня вибрации. Таким образом, достаточно будет всю область состояний разделить на две зоны: «работа допустима» и «работа не допустима».

В свою очередь перед системой технического диагностирования будут поставлены задачи выявления дефектов и выдачи рекомендаций по ремонтным воздействиям. Такой подход видится более целесообразным, так как адекватное решение в виде рекомендации персоналу можно дать только после выявления существующего или развивающегося дефекта. Другими словами, рекомендации необходимо давать не по состоянию оборудования, а по наличию конкретных дефектов. Такой подход способен свести к минимуму расходы на обследования и ремонт оборудования. Однако у такого подхода есть своя проблема. Она заключается в представлении и оценке измеряемых параметров непосредственно в самой системе технического диагностирования.

Ниже приведена методика оценки вибрационного состояния гидроагрегата, которая соответствует «Методике оценки технического состояния основного оборудования гидроэлектростанций» [4]. В настоящее время по данной методике выполняются все испытания на гидроэлектростанциях, а также производится оценка состояния отдельных элементов.

4.3 Методика оценки вибрационного состояния гидроагрегата

Полная оценка вибрационного состояния гидроагрегата осуществляется по измеренным вибрациям опорных конструкций

гидроагрегата, биениям вала, вибрациям стальных конструкций и лобовых частей обмоток статора. В связи с тем, что измерить вибрацию лобовых частей обмоток статора технически сложно, тем более в непрерывном режиме, далее она рассматриваться не будет.

Оценка вибрации опорных узлов гидроагрегата производится по размаху виброперемещения в зависимости от частоты вращения ротора от 1 Гц до 30 Гц. При частоте более 30 Гц - недопустимым считается размах 40 мкм, а при частоте менее 1 Гц - 180 мкм. Сигнал вибрации всегда имеет сложную форму. Следовательно, чтобы оценить такую вибрацию, ее необходимо разложить на гармонические составляющие. Это можно выполнить, используя разложение в ряд Фурье. При этом оценка осуществляется, как по отдельным гармоникам, так и по суммарному размаху виброперемещения. Из всех оценок выбирается худшая.

Для определения оценки уровня вибрации используются зависимости, приведенные на рисунке 4.1.



Рисунок 4.1- Характеристики для определения состояния гидроагрегата по вибрациям опорных частей

Приведенная выше рекомендация подходит только для вибрации, имеющей периодический характер. Если вибрация непериодическая, то необходимо оценивать по среднему размаху виброперемещения и средней частоте. Интервал времени необходимо взять таким, чтобы в нем было не менее 10 периодов оборотной частоты.

Вибрация стальных конструкций статора гидрогенератора содержит несколько составляющих. Основная гармоническая составляющая, имеющаяся в данной вибрации, имеет частоту 100 Гц. Дополнительно в сигнале вибрации можно выделить полигармоническую низкочастотную составляющую, которая представляет собой сумму четырех-пяти низших

гармонических составляющих. Частота первой гармонической составляющей равна частоте вращения вала гидроагрегата, а частоты более высоких порядков кратны первой. Вибрация может быть как общей, так и местной. Неравномерность вибрации может быть как вдоль окружности сердечника, так и по его высоте.

Оценка вибрационного состояния стальных конструкций по уровню вибрации частоты 100 Гц производится при двух режимах: при параллельной работе с системой и при холостом ходе с возбуждением. Рекомендуемые оценки приведены в таблицах 4.1 и 4.2.

Таблица 4.1 - Рекомендуемые оценки вибрационного состояния стальных конструкций статора при частоте 100 Гц при параллельной работе с системой

Двойная амплитуда вибрации, мкм	Результаты осмотра	Оценка
<30	Слабые следы контактной коррозии на спинке сердечника.	удовлетворительно
>30	Обильная контактная коррозия на спинке сердечника и клиньях корпуса.	неудовлетворительно
>30	Наличие трещин и изломов в узлах крепления сердечника.	недопустимо

Таблица 4.2 - Рекомендуемые оценки вибрационного состояния стальных конструкций статора при частоте 100 Гц при холостом ходе с возбуждением

Двойная амплитуда вибрации, мкм	Результаты осмотра	Оценка
<50	Слабые следы контактной коррозии на спинке сердечника.	удовлетворительно
>50	Обильная контактная коррозия на спинке сердечника и клиньях корпуса.	неудовлетворительно
>50	Наличие трещин и изломов в узлах крепления сердечника.	недопустимо

Согласно рекомендациям, для одинаковых значений двойной амплитуды предусмотрены разные оценки. Это связано с тем, что оценку в данном случае нельзя однозначно поставить, руководствуясь только данными о вибрации стальных конструкций статора. Помимо измерения вибрации необходимо проводить осмотр гидрогенератора, что делает невозможным автоматическую оценку состояния в непрерывном режиме только по вибрации стальных конструкций. Решением данной проблемы

является введение комплексной оценки вибрационного состояния всего агрегата.

В таблице 4.3 приведены рекомендуемые оценки вибрации стальных конструкций статора гидрогенератора.

Таблица 4.3 - Рекомендуемые оценки вибрационного состояния стальных конструкций статора по составляющим виброперемещений низкой частоты

Размах низкочастотных гармоник, мкм	Оценка
< 80	Удовлетворительно
< 180	Неудовлетворительно
> 500	Недопустимо

Оценка уровня биений вала гидроагрегат. Согласно [9] термин «биение» (в машинах и механизмах) - отклонение от правильного взаимного расположения поверхностей во вращающихся (колеблющихся) цилиндрических деталях машин и механизмов. Радиальное биение разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек реальной поверхности цилиндрической детали до базовой оси вращения в сечении, перпендикулярном к этой оси; радиальное биение вала гидроагрегата результат смещения центра (эксцентризитета) вала рассматриваемого сечения относительно оси его вращения.

Оценку уровня биения вала гидроагрегата следует производить сравнением результатов измерения с предельными значениями, которые устанавливаются на основе рекомендаций заводов-изготовителей гидротурбины и гидрогенератора и опыта эксплуатации и указанными в стандарте организации ГЭС. В связи с тем, что на всех гидроэлектростанциях установлены разные гидроагрегаты, то и нормы биений вала будут отличаться.

4.4 Режимы работы гидроагрегата при измерении и оценке вибрации

Целью непрерывного контроля, а также периодических испытаний, проводимых через промежуток времени от 1 года до 5 лет, является определение текущего состояния оборудования, а также выявление как можно большего числа имеющихся дефектов. Учитывая, что на большинстве станций отсутствуют стационарные системы технического диагностирования, а существующие системы непрерывного контроля способны лишь в общих чертах дать оценку состоянию, основные надежды

возлагаются именно на периодический контроль вибрационного состояния, а также на осмотр конструктивных узлов.

Периодический контроль дает больше информации о состоянии, так как программы таких испытаний предусматривают: во-первых, установку такого количества датчиков, которое позволяет получать достаточный объем данных о вибрационном состоянии и, во-вторых, измерения вибрации производятся для разных режимов работы гидроагрегата.

Измерение вибрации и бieniaия вала следует производить при следующих режимах работы гидроагрегата:

- холостой ход без возбуждения с частотами вращения ротора 0,8; 0,9; 1,0 и 1,1 от номинальной;
- холостой ход с номинальным возбуждением и при номинальной частоте вращения;
- параллельная работа с сетью при нагрузках от нуля до номинальной ступенями по 20 % номинальной нагрузки;
- режим синхронного компенсатора с камерой рабочего колеса, освобожденной от воды;
- выбег гидроагрегата после отключения от сети из режима синхронного компенсатора при освобожденной от воды камере рабочего колеса; при отсутствии на ГЭС режима синхронного компенсатора с освобожденной от воды камерой рабочего колеса измерения производят при выбеге из генераторного режима.

Измерение вибрации и бieniaия вала в режимах, указанных выше позволяет оценить уровень вибрации и установить, какие возмущающие силы - механические, гидравлические или электрические - вызывают повышенную вибрацию.

Характерным признаком наличия механических возмущающих сил является наличие вибрации при работе агрегата после отключения из режима синхронного компенсатора или после закрытия направляющего аппарата при останове агрегата.

Характерным признаком наличия гидравлических возмущающих сил является исчезновение или значительное снижение вибрации при переводе гидроагрегата в режим синхронного компенсатора с освобождением от воды камеры рабочего колеса.

Характерным признаком наличия электромагнитных возмущающих сил является увеличение вибрации при подаче возбуждения на холостом ходу агрегата.

4.5 Дефекты конструктивных узлов гидроагрегата и их диагностические признаки.

Дефекты конструктивных узлов гидроагрегата и их вибрационные признаки представлены в таблице 4.4 [28].

Таблица 4.4 - Диагностика технического состояния оборудования

Узел	Дефект	Диагностический параметр	Диагностические признаки дефекта
Рабочее колесо	Механическая неуравновешенность	По радиальным вибрациям корпуса турбинного подшипника и биениям вала в его зоне.	Выявляется лучше всего на режиме выбега (после отключения агрегата от сети) и на режимах холостого хода с разной частотой вращения. Амплитуда колебаний оборотной частоты возрастает пропорционально квадрату частоты вращения. С изменением мощности агрегата величины вибраций и биений вала не меняются.
	Гидравлическая неуравновешенность	По радиальным вибрациям корпуса турбинного подшипника и биениям вала в его зоне.	Амплитуды вибраций и биения вала оборотной частоты возрастают с увеличением расхода воды (мощности агрегата). Появление в спектре радиальных вибраций корпусов подшипников и биениях вала собственных частот колебаний ротора агрегата в поперечном направлении. В спектре вертикальных вибраций агрегата наблюдаются собственные частоты колебаний ротора в осевом направлении, а также собственные частоты колебания ротора в поперечном направлении.
	Задевание рабочего колеса за камеру	По вибрациям опорных узлов и биениям вала.	
	Износ кинематики механизма поворота лопастей (повышенные зазоры в элементах кинематики механизма).	По вибрациям маслоприемника на собственной частоте механизма разворота лопастей.	Вибрации отсутствуют при ходе лопастей на открытие и возникают при ходе лопастей на закрытие.
Рабочее колесо	Поломка лопастей осевых турбин.	По радиальным вибрациям корпуса турбинного подшипника и биениям вала в его зоне; по акустическому шуму в проточной части работающей турбины.	Происходит внезапное возрастание биения вала и вибраций турбинного подшипника на оборотной частоте колебаний. Резкое возрастание кавитационного шума в проточной части.
Рабочее колесо Камера рабочего колеса осевой турбины	Нарушение комбинаторной зависимости ПЛ турбин	По датчикам открытия направляющего аппарата и угла разворота лопастей	Разница между теоретическим и фактическим углом ϕ более 1° при открытии НА $a_0 = \text{const.}$
	Разрушение камеры рабочего колеса (обечайки, смещение секторов камеры).	По акустическому шуму в проточной части работающего агрегата.	Резкое усиление кавитационных шумов в проточной части работающего агрегата по сравнению с начальным уровнем шумов.
	Искаженная форма камеры рабочего колеса.	По вибрациям корпуса турбинного подшипника.	На агрегате с искаженной формой камеры наблюдаются в спектре радиальных вибраций турбинного подшипника колебания лопастной частоты и кратные ей гармоники.

Продолжение таблицы 4.4

Узел	Дефект	Диагностический параметр	Диагностические признаки дефекта
Турбинный подшипник	Ослабление крепежа опорного узла.	По вибрациям опорного узла.	Колебания частот $0,5f_{об}$ отмечаются на всех режимах работы агрегата, при чем амплитуда вибраций, обычно, нарастает с увеличением мощности агрегата. В биениях вала относительно корпуса подшипника эти колебания не прослеживаются.
Турбинный подшипник Ротор генератора	Повышенный зазор вал-вкладыш	По биению вала	Рост биения вала на оборотной частоте при сохранении уровня вибрации корпуса подшипника.
	Повреждение опорного узла сегментного направляющего подшипника	По вибрациям корпуса и биениям вала в зоне подшипника.	Колебания частотой $2f_{об}$ имеют место на всех режимах работы агрегата, включая режим синхронного компенсатора. При большой жесткости корпуса подшипника наблюдаются только в биениях вала.
	Неравномерная жесткость корпуса направляющего подшипника по периметру	По вибрациям корпуса подшипника	Выявляется из построения траектории движения центра вала (годографа) по вибрациям корпуса за оборот турбины. Годографы строятся для различных режимов турбины
	Неравномерность жесткости «вал-вкладыш» подшипника по периметру.	По биениям вала относительно неподвижных частей агрегата	Выявляется из построения траектории движения центра вала (годографа) по биениям вала за оборот турбины. Годографы строятся для различных режимов турбины.
	Механическая неуравновешенность	По радиальным вибрациям корпуса генераторного подшипника и биениям вала в его зоне.	Дисбаланс ротора обнаруживается на режиме выбега и на холостом ходу без возбуждения (при разных частотах вращения машины) по вибрациям и биениям вала генераторного подшипника. Радиальные вибрации корпуса генераторного подшипника и биения вала остаются неизменными на мощностных нагрузках.
Ротор генератора	Электрическая неуравновешенность	По радиальным вибрациям корпуса генераторного подшипника и биениям вала в его зоне.	Обнаруживается по резкому изменению вибраций корпуса генераторного подшипника и биений вала в его зоне на режиме холостого хода при подаче возбуждения. Величина вибраций и биений вала от электрической неуравновешенности ротора генератора не зависит от режима работы агрегата.
	Ослабление посадки обода на спицы ротора генератора.	По вибрациям корпуса генераторного подшипника.	После сброса нагрузки и последующего набора мощности (без останова агрегата) наблюдаются увеличенные вибрации оборотной частоты корпуса генераторного подшипника по сравнению с вибрациями до сброса. При останове агрегата и последующем наборе той же мощности вибрации генераторного подшипника не превышают величины, предшествующей сбросу нагрузки.

Продолжение таблицы 4.4

Узел	Дефект	Диагностический параметр	Диагностические признаки дефекта
Ротор генератора	Неточная установка ротора в расточке статора генератора.	По биениям вала в зоне генераторного подшипника относительно неподвижной части агрегата (перемещениям) и вибрациям корпуса генераторного подшипника.	Выявляется из гидографов, построенных по вибрациям корпуса генераторного подшипника и биениям вала.
	Ослабление посадки втулки ротора генератора (свойственно подвесным генераторам, трехпорная схема).	По биениям вала в зоне генераторного подшипника.	<p>Рост биения вала в зоне верхнего генераторного подшипника (зазора «вал-вкладыш» подшипника) во времени. Вибрации корпуса верхнего генераторного подшипника остаются при этом неизменными.</p> <p>Рост вибраций нижнего генераторного подшипника и биений вала не наблюдается во времени.</p>
Статор генератора	Ослаблено крепление стыков железа статора	По вибрациям стыков железа статора.	Уровень вибраций частотой 50 Гц в стыках железа статора превышает нормативный
	Распущенность железа статора.	По вибрациям стыков железа статора.	Уровень вибраций частотой 100 Гц в стыках железа статора превышает нормативный.
	Неудовлетворительная форма статора	По перемещениям вала в зоне генераторного подшипника	Значительные статические смещения вала в зоне генераторного подшипника
Генераторный подшипник	Разбит нижний генераторный подшипник в трех опорной схеме агрегата.	По радиальным вибрациям подшипников.	Отсутствуют вибрации корпуса нижнего генераторного подшипника. Вибрации корпусов верхнего генераторного и турбинного подшипников, имеют повышенный уровень по сравнению с обычной схемой работы агрегата.
Генераторный подшипник	Разбит верхний генераторный подшипник в трех опорной схеме агрегата.	По радиальным вибрациям подшипников.	Отсутствуют вибрации корпуса верхнего генераторного подшипника. Вибрации нижнего генераторного подшипника имеют место.
Подпятник	Неровность зеркальной поверхности диска подпятника.	По осевым вибрациям опоры подпятника.	Обнаруживается по высокому уровню колебаний сегментной частоты $f_{сегм.}$ в спектре осевых вибраций агрегата.
	Неравномерная нагрузка на сегменты подпятника.	По датчикам биения вала, установленным в зоне подшипников.	<p>На остановленном агрегате регистрируются зазоры «вал-вкладыш подшипника» для двух случаев:</p> <ul style="list-style-type: none"> -ротор агрегата опирается на подпятник; -ротор агрегата подпятника на тормозах. <p>При неравномерной нагрузке на сегменты обнаружится разница в зазорах по соответствующим датчикам.</p>

Окончание таблицы 4.4

Узел	Дефект	Диагностический параметр	Диагностические признаки дефекта
Вал турбины	Несоосность валов турбины и генератора.	По осевым вибрациям агрегата и радиальным вибрациям подшипников.	В осевых вибрациях наблюдаются колебания оборотной частоты, а в спектре радиальных вибраций присутствуют колебания двойной оборотной частоты..
	Излом линии вала.	По радиальным вибрациям и биениям вала в зоне подшипников.	В спектрах радиальных вибраций подшипников и биений вала наблюдаются колебания двойной оборотной частоты.
Направляющий аппарат	Износ уплотнений в направляющем аппарате.	По акустическому шуму на остановленном агрегате.	Возрастание кавитационных шумов на остановленном агрегате с течением времени. Гидрофон установлен в напорной части турбины.
	Попадание постороннего предмета в направляющий аппарат.	По вибрациям корпуса турбинного подшипника.	Внезапное увеличение вибраций корпуса турбинного подшипника на лопастной частоте.

4.6 Основные частотные составляющие вибраций опорных частей

При эксплуатации гидроагрегата колебания его опорных узлов происходят с разными частотами, связанными с разнообразными возмущающими силами, имеющими различную природу. Рассмотрим отдельно каждую из составляющих сил, действующих в гидроагрегате с целью выявления основных причин, вызывающих колебания опорных узлов машин и общих закономерностей их проявления. Рассмотрение начнем с самых низкочастотных сил и дальше по мере увеличения частоты.

4.6.1 Низкочастотные вибрации

Низкочастотные колебания обусловлены действием гидравлических сил (частотой в 3÷5 раз ниже оборотной), формируемых на рабочем колесе гидротурбины. При $H=const$ низкочастотные силы наблюдаются на режимах, расположенных левее оптимальной по КПД зоны мощности агрегата. Сходящий с выходных кромок лопастей закрученный поток образует за рабочим колесом концентрированный «жгут», который имеет форму винтовой спирали и обязательно замыкается своим концом на стенках или дне отсасывающей трубы. В зависимости от того на каком удалении от рабочего колеса происходит замыкание (разрушение) «жгута» силовое воздействие потока на ротор агрегата может передаваться в одном случае преимущественно в радиальном направлении («жгут» замыкается в верхней части отсасывающей трубы), а в другом крайнем случае в вертикальном (осевом) направлении («жгут» замыкается на дно отсасывающей трубы). Возможны, естественно, и различные промежуточные варианты, и тогда

воздействие «жгута» проявляется как в осевом (на опоре подпятника), так и в радиальном направлениях (на подшипниках агрегата).

Если для неподвижных узлов турбины (камера рабочего колеса, крышка турбины, опорные подшипники и т.д.) воздействие «жгута», проявляется с частотой $f_{ж}$, то на вращающихся элементах ротора (лопасти, вал агрегата) «жгут» проявляется с разностью оборотной и жгутовой частот ($f_{об}-f_{ж}$) на частичной мощности и с частотой $f_{об}+f_{ж}$ на режимах перегрузки. Частота вращения «жгута» не остается постоянной для всех режимов.

Приближенная оценка частоты $f_{ж}$ на стадии проектирования турбин может быть сделана по формуле Рейнганса, полученной в результате статистической обработки натурных данных:

$$f_{ж} = \frac{f_{об}}{3,6} \quad (4.1)$$

Для осевых гидротурбин Владиславлев Л.А. предлагает в этой формуле ориентироваться на коэффициент 4,2 4,6 [1].

Работа гидротурбин на частичных режимах с низкочастотными пульсациями потока «жгутового» происхождения запрещается. Полагается, что зона недопустимых режимов приходится на мощности $N_t \leq (0,60 \div 0,65)N_{ном}$ и должна быть уточнена натурными испытаниями.

4.6.2 Вибрации с частотой 0,5 $f_{об}$

Их появление в спектре вибраций подшипников свидетельствует об ослаблении крепежа данного узла. Диагностическим признаком этого дефекта оборудования является присутствие рассматриваемой составляющей на всех режимах работы агрегата, включая оптимальные по КПД мощностные нагрузки.

4.6.3 Динамические силы и вибрации оборотной частоты $f_{об}$

Эти колебания являются наиболее частой причиной повышенных вибраций опорных узлов машин. Они вызываются динамической неуравновешенностью ротора агрегата (турбины и генератора), которая, в общем случае, может иметь механическую, электрическую и гидравлическую природу.

Причинами возникновения сил механического происхождения могут быть неуравновешенность масс на роторе агрегата, излом линии вала во фланцевом соединении, несоосность турбинного и генераторного валов.

Диагностическим признаком механической неуравновешенности ротора агрегата является прямолинейная зависимость амплитуды оборотной вибрации корпусов подшипников от квадрата частоты вращения.

Обнаруживается из экспериментов на режиме выбега (лучше всего) или на холостом ходу без возбуждения.

Электрическая неуравновешенность генератора вызывается или неправильной формой ротора или витковым замыканием полюсов. Она обнаруживается по резкому изменению вибраций корпусов генераторных подшипников на холостом ходу при включении возбуждения. Когда генераторный подшипник объединен конструктивно в один узел с несущей крестовиной, индикатором электрической неуравновешенности может быть также изменение вертикальных вибраций крестовины при подаче возбуждения

Гидравлическая неуравновешенность турбины формируется на самом рабочем колесе. Элементы подвода (спиральная камера, статор, направляющий аппарат) и отвода (отсасывающая труба) не определяют гидравлический дисбаланс турбины. Он вызывается технологическими отклонениями в лопастной системе (по углу выхода лопастей, шагу лопастей, расстоянию в свету по выходным кромкам лопастей). Отдельные технологические отклонения в решетке рабочего колеса могут быть сами по себе невелики и находиться даже в пределах заводского допуска, но их одностороннее неблагоприятное накопление в колесе приводит к образованию гидравлического дисбаланса.

Таким образом, гидравлический небаланс рабочего колеса появляется при одновременном выполнении двух условий:

- в межлопастных каналах колеса проходит разный расход воды;
- в противолежащих лопастных каналах колеса проходящие расходы воды не уравновешены. Гидравлическая сила от дисбаланса жестко связана с решеткой рабочего колеса и по отношению к ротору агрегата является постоянной нагрузкой. Она не вызывает напряжений в лопастях, а приводит лишь к тому, что уровень статических напряжений в одних лопастях оказывается больше, чем в других. Зато по отношению к турбинному подшипнику сила от гидравлического небаланса выступает как динамическая нагрузка оборотной частоты.

Таким образом, диагностическим признаком гидравлического небаланса колеса является рост амплитуды вибраций оборотной частоты корпуса турбинного подшипника с увеличением мощности агрегата. Если подшипник не имеет повышенных зазоров, то одновременно наблюдается увеличение бieniaия вала с ростом мощности агрегата. Кавитационные явления и впуск воздуха в проточную часть турбины не влияют на величину и направление гидравлической силы от дисбаланса колес.

По данным измерения вибраций на холостом ходу установить наличие гидравлической неуравновешенности колеса невозможно. Турбина с гидравлическим небалансом колеса ведет себя на холостом ходу с разной частотой вращения так же, как и турбина с механическим небалансом.

4.6.4 Вибрации двойной оборотной частоты $2f_{об}$

Появление таких колебаний в спектре вибраций опорных узлов вызывается разными причинами: большой неравномерностью зазора в подшипниках; разной жесткостью подшипников по различным направлениям; несоосностью валов турбины и генератора; формой статора генератора. Изменение этих вибраций от мощности агрегата при напоре $H=const$ имеет, обычно, такой же характер, как и вибраций оборотной частоты. Если вибрации оборотной частоты растут с повышением мощности агрегата, то соответственно растут и колебания частотой $2f_{об}$.

В диагностике технического состояния агрегата вибрации частотой $2f_{об}$ следует анализировать совместно с колебаниями оборотной частоты. Так, несоосность валов турбины и генератора проявляется в этих вибрациях следующим образом. В радиальных вибрациях подшипников обнаруживаются колебания частотой $2f_{об}$, в то время как в спектре вертикальных вибраций наблюдается пик оборотной составляющей.

При испытаниях гидроагрегатов нередко отмечаются большие значения составляющей $f_{2об}$ в биениях вала, хотя в вибрациях корпуса подшипника эти колебания отсутствуют.

4.6.5 Вибрация лопастной $f_{лоп}$ и двойной лопастной частоты $2f_{лоп}$

Вибрация лопастной частоты ($f_{лоп}=z_{pk}f_{об}$) создается взаимодействием гидравлической постоянной силы со стороны проточного тракта, а также лопастной системы колеса. Если вместо рабочего колеса была бы сфера, то под действием постоянной силы он получил бы только одностороннее смещение. Наличие даже абсолютно одинаковых лопастей на рабочем колесе приводит к вибрациям опорных узлов с лопастной частотой. В элементах ротора турбины (вал, лопасти) постоянная сила наводит при этом динамические напряжения оборотной частоты.

В общем случае гидравлическая постоянная сила может формироваться двумя факторами:

- неравномерностью подвода воды к рабочему колесу со стороны спирали;
- неравномерностью зазоров в лабиринтных уплотнениях радиально-осевых колес.

Значение постоянной силы, при прочих равных условиях, будет выше на тех турбинах, где спиральная камера имеет меньший угол охвата (больше неравномерность подвода). Материалы по замерам постоянной гидравлической силы на действующих турбинах ограничены. Оценочные расчеты ее величины могут быть сделаны по рекомендованной Н.И.Зубаревым формуле [10]:

$$F_{ct} = c \cdot D_1^2 \cdot H \quad (4.2)$$

где: D_1 – диаметр колеса в м; H – напор в м; c – эмпирический коэффициент ($c=0,03$ для ПЛ и $c=0,09$ для РО турбин).

Если сравнить между собой при одном напоре две гидротурбины равной мощности, отличающиеся по числу лопастей, то окажется, что при одинаковой неравномерности подвода (угол охвата спирали $c_n=\text{const}$) амплитуды вибраций лопастной частоты будут тем больше, чем меньше число лопастей. Это обусловлено необходимостью иметь более высокий уровень действующих на лопасть сил для получения одинаковой мощности на валу для турбин с малым

числом лопастей. Поэтому на быстроходных низконапорных гидротурбинах с малым числом лопастей в спектре вибраций опор всегда превалируют вибрации лопастной частоты. Наибольший уровень рассматриваемых вибраций наблюдается при работе таких турбин в пропеллерном режиме минимального угла установки лопастей, когда неравномерность потока со стороны спирали особенно значительна.

В радиально-осевых турбинах, имеющих полный или близкий к нему угол охвата спиральной камеры, постоянная гидравлическая сила возникает из-за неравномерности зазоров в лабиринтных уплотнениях рабочего колеса. Из практики эксплуатации действующих машин известны случаи, когда постоянная сила наблюдалась даже на режиме синхронного компенсатора.

Наличие в спектре вибраций опорных узлов радиально-осевых машин колебаний лопастной частоты является диагностическим признаком разрушения или повреждения лабиринтного уплотнения.

Уровень вибраций лопастной частоты в радиально-осевых турбинах зависит не только от состояния зазоров в лабиринтных уплотнениях, но также и от состояния лопастей. Вибрации лопастной частоты резко усиливаются и дополнительно появляются колебания двойной лопастной частоты, если имеет место нарушение расчетного профиля.

Изложенные выше закономерности по вибрациям лопастной частоты радиально-осевых гидротурбин справедливы и для диагональных турбин.

4.6.6 Собственная частота осевых колебаний $f_{\text{соб}}$

Собственная частота осевых колебаний агрегата $f_{\text{соб}}$ определяется, как известно, его осевой жесткостью C_{oc} и массой вращающихся частей ротора агрегата с учетом присоединенной массы воды:

$$f_{\text{соб}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{\text{oc}}}{m}} \quad (4.3)$$

где: C_{oc} – осевая жесткость агрегата;

m – масса вращающихся частей ротора агрегата.

На большинстве агрегатов действующих ГЭС собственная частота осевых колебаний низконапорных машин составляет $f_{\text{соб}} = 9 \div 10$ Гц.

4.6.7 Вибрации лопаточной частоты $f_{\text{лопат}}$

Вибрации лопаточной частоты ($f_{\text{лопат}} = Z_{\text{НА}} \cdot f_{\text{об}}$, где $Z_{\text{НА}}$ – число лопаток направляющего аппарата) вызываются шаговой неравномерностью потока залопатками направляющего аппарата. Близкое расположение лопаток направляющего аппарата к рабочему колесу радиально-осевой турбины приводит к тому, что формируемая им неравномерность потока доходит до лопастной системы и наводит в ней динамические напряжения частотой $f_{\text{лопат}}$.

В сложившейся практике расчетов радиально-осевых колес на усталостную прочность принимается, что динамические напряжения проявляются с лопаточной частотой, а их амплитуда составляет 10% от статических напряжений [1].

В осевых и диагональных турбинах колебания лопаточной частоты проявляются в спектре вибраций опорных узлов более сложным образом. Неравномерность потока после направляющего аппарата не доходит до рабочего колеса (затухает) в том случае, если диаметр расположения лопаток направляющего аппарата составляет $D_0 \geq 1,35 \cdot D_1$ (здесь D_1 – диаметр рабочего колеса).

Гидродинамические нагрузки лопаточной частоты являются не только основной причиной усталостного разрушения лопастей осевых гидротурбин, но могут стать причиной образования трещин в колоннах статора.

4.6.8 Вибрации сегментной частоты $f_{\text{сегм}}$

Вибрации сегментной частоты ($f_{\text{сегм}} = Z_{\text{сегм}} \cdot f_{\text{об}}$, где $Z_{\text{сегм}}$ – число сегментов подпятника) на исправном агрегате должны передаваться только в осевом направлении. Они являются диагностическим признаком состояния зеркала подпятника. При хорошем состоянии зеркала уровень этих колебаний не превышает $2A \leq 5$ мкм, а при неудовлетворительном состоянии достигает $2A=20$ мкм и более.

В практике эксплуатации действующего оборудования встречаются случаи, когда колебания сегментной частоты наблюдаются преимущественно в спектре вибрации генераторного подшипника и практически отсутствуют в осевых вибрациях опорного узла.

На высоконапорных поворотно-лопастных турбинах нередко наблюдается совпадение числа сегментов подпятника с числом лопастей рабочего колеса. В результате сегментную частоту осевых колебаний агрегата ошибочно принимают за лопастную. Избежать недоразумений позволяет в такой ситуации спектральный анализ вибраций корпуса турбинного подшипника. Гидродинамические нагрузки лопастной частоты

проявляются как осевом(опора подпятника), так и в радиальном (турбинный подшипник) направлениях.

4.6.9 Собственные колебания ротора агрегата.

Собственные колебания роторов гидроагрегатов в осевом и поперечном направлениях наблюдаются в спектре вибраций опорных узлов на малых мощностях из-за несогласованности угла выхода потока из направляющего аппарата с углом входа потока на лопасти рабочего колеса. Собственная частота осевых колебаний, обычно, составляет $8\div11$ Гц, а поперечных колебаний – $3\div5$ Гц. Впуск воздуха в напорную часть турбины снижает уровень этих колебаний.

4.6.10 Высокочастотные вибрации.

Эти вибрации опорных узлов вызываются, в общем случае, сходом кромочных вихрей с лопастей рабочего колеса, лопаток направляющего аппарата и колонн статора. В высоконапорных турбинах их частота достигает сотен Гц. С ростом напора уровень высокочастотных вибраций возрастает.

В **радиально-осевых** турбинах кромочные вихри являются главной причиной трещинообразования лопастей и ослабления крепежа опорных конструкций.

В **диагональных** турбинах высокочастотные вихри генерируются периферийными сечениями лопастей, свисающими в цилиндрическую часть камеры на больших углах их установки. Они проводят к усталостным поломкам лопастей и камеры.

В **осевых** турбинах кромочные вихри являются причиной разрушения периферийно-выходного участка лопастей.

Кавитационные явления и выпуск сжатого воздуха в напорную часть турбины устраниют высокочастотные кромочные вихри.

Режимы с наибольшим уровнем воздействия кромочных вихрей в турбине могут быть выявлены по вибрациям опорных узлов. Ввиду малости сигнала испытания должны выполняться с замером виброскоростей опорных узлов, а не виброперемещений.

5 Система автоматической диагностики

5.1 Автоматическая диагностика по параметрам вибрации

Техническое диагностирование на основе данных о вибрации гидроагрегата должно реализовывать выявление дефектов на ранней стадии их развития. Для осуществления такой диагностики необходимо: иметь оперативные и достоверные данные о состоянии агрегата; правильно интерпретировать полученную информацию о состоянии для выявления дефектов.

Дефект - это любое состояние объекта, которое не соответствует какому-либо требованию нормативно-технической и (или) конструкторской документации и с течением времени может привести к отказу оборудования [7,8].

Для получения оперативных данных можно использовать систему виброконтроля гидроагрегата и алгоритмы вычисления амплитуд и фаз гармонических составляющих биений вала и вибрации гидроагрегата. Данная система позволяет в режиме реального времени получать, обрабатывать и передавать данные о биениях вала и вибрации. Таким образом, одни и те же данные будут использоваться, как для технического контроля гидроагрегата, так и для выявления дефектов на ранней стадии развития (техническое диагностирование).

Автоматическая система контроля состояния агрегата способна измерять биения вала у верхнего, нижнего и турбинного подшипников гидроагрегата в двух взаимно перпендикулярных направлениях, а также вибрацию. Следовательно, величины биения вала и вибрации можно использовать в качестве входных параметров для определения существующих или развивающихся дефектов.

Работы в области создания системы автоматического диагностирования гидроагрегатов ведутся уже достаточно много лет. В качестве примера, можно привести методику и созданную по ней экспертную систему [11], основанную на модели вращения ротора. Для поиска решений в данной системе был применен генетический алгоритм. Однако у существующей системы есть недостатки: долгое время расчета; отсутствие правил, получаемых экспериментальным путем; сложность организации рассуждений; невозможность предсказать исключительные ситуации, при которых функциональность системы может сильно измениться. Следовательно, необходимо создать такую методику диагностирования гидроагрегатов, которая исключала бы подобные недостатки.

Наиболее изученным и перспективным направлением для решения задач диагностирования в исследуемой области является создание экспертной системы (системы, основанной на знаниях). Согласно [15], экспертной системой является программа, которая оперирует со знаниями в

определенной предметной области с целью выработки рекомендаций или решения проблем. Процесс работы экспертной системы основан на применении правил отношений к символическому представлению знаний.

Экспертная система имеет следующие признаки:

- моделирует механизм мышления человека приближенно к решению задач в проблемной области;
- формирует определенные выводы, основываясь на знаниях, которыми она располагает;
- при решении задач использует эвристические и приближенные методы.

Экспертные системы бывают нескольких типов [19].

1. Системы, основанные на правилах. В таких системах знания о решении задач представлены в виде правил «если .. .то...».
2. Системы, основанные на опыте. Знания представлены в виде правил, которые принимают форму прямых ассоциаций между наблюдаемыми явлениями и окончательными выводами.
3. Системы, основанные на моделях исследуемых объектов. Такие системы имеют механизм рассуждения, который базируется на спецификации и функциональности физической системы.
4. Системы, основанные на нескольких моделях одновременно (гибридные). В таких системах реализуется комбинированный механизм рассуждения.

Каждый тип экспертной системы имеет свои преимущества и недостатки [19].

В данной работе будет использоваться гибридная система.

Преимуществами гибридной экспертной системы на основе правил и модели являются:

- наличие правил позволяет снизить затраты на поиск перед началом рассуждений;
- при отсутствии эвристических правил, используемых в данном случае, механизм рассуждений возвращается к исходным принципам;
- поиск на основе модели дополняется эвристическим поиском.

Преимуществами гибридной экспертной системы на основе модели и опыта:

- более адекватное решение;
- проверка похожих случаев до начала поиска посредством рассуждения на основе моделей;
- существует возможность записи исключений и примеров в базу правил;
- запись результатов вывода на основе моделей для последующего использования.

В процессе диагностирования необходимо по данным, которые поступают от системы виброконтроля гидроагрегата, определить наличие дефектов. В экспертных системах это реализуется при помощи правил соответствия. Основной проблемой является то, что опытных данных о влиянии различных дефектов на вибрацию недостаточно для того, чтобы составить правила соответствия. Для получения таких данных необходимо провести большое количество экспериментов на реальном гидроагрегате, при этом искусственно задавая дефекты. На сегодняшний день такой подход не возможен.

Решением данной проблемы может быть использование моделирование гидроагрегата [11]. Данная модель позволяет исследовать влияние отдельных сил на вращающуюся часть агрегата и ее повреждений, которые можно сравнить с дефектами реальных агрегатов, на вибрацию. Следовательно, моделируя дефекты, мы получим необходимую базу данных для дальнейшего использования ее в системе СКАД.

На рисунке 5.1 изображена структурная схема системы автоматической диагностики.

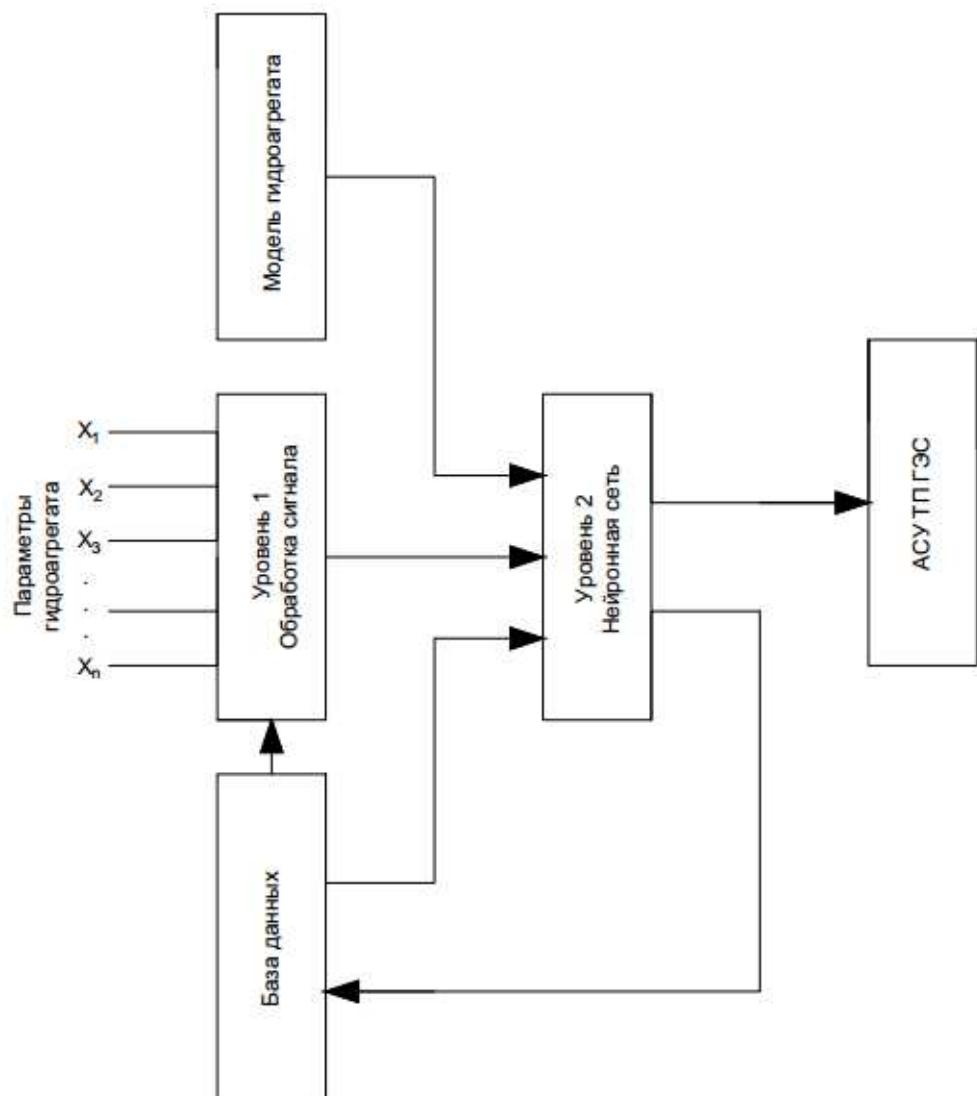


Рисунок 5.1 – Структурная схема системы автоматической диагностики

В связи с тем, что невозможно построить идеальную модель реального объекта, в данном случае гидроагрегата, в процессе эксплуатации экспертной системы существует вероятность возникновения ситуаций, которые не были рассмотрены при моделировании. При этом экспертная система может работать некорректно. Для исключения подобных случаев в будущем необходимо предусмотреть возможность добавления правил соответствия на основе опыта эксплуатации в общую базу правил экспертной системы.

Таким образом, для выявления дефектов гидроагрегата необходимо использовать совокупность базы данных из реального опыта и из компьютерной модели. Диагностическими признаками дефектов агрегата при этом будут повышения биений вала в точках, в которых установлены датчики биений и вибрации. Для упрощения работы, рассмотрим реализацию модели и системы СКАД, только для дефектов, которые можно определить по биению вала.

В работе предложены следующие принципы технического диагностирования гидроагрегатов по биениям вала.

1. Отбор дефектов, которые можно выявить, используя данные о биениях вала.
2. Определение биений вала, соответствующих отдельным дефектам, при помощи математической модели движения-ротора.
3. Создание системы, способной по биению вала определять дефекты.

Для осуществления диагностирования в автоматическом режиме, помимо получаемых данных о биениях вала, необходимо также учитывать режимы агрегата и данные от системы технического контроля состояния по биениям вала.

5.2 Модель гидроагрегата для обучения системы

В качестве моделируемой системы рассматривается гидроагрегат вертикального исполнения. Основной задачей при этом является моделирование движения ротора, так как позволяет воспроизвести на модели такие особенности работы гидроагрегата, которые позволяют задавать силы, действующие на вращающуюся часть при наличии дефектов, и определять влияние этих сил на вибрационное состояние агрегата. При расчете биений вала ротор рассматривается как незакрепленное твердое тело. Такой подход основан на том, что деформации вала при вращении малы по сравнению с его перемещениями из-за зазоров в подшипниках и деформации сегментов подпятника. Для математического описания положения ротора в пространстве используются две системы координат $OXYZ$ и $O_pX_pY_pZ_p$ (рисунок 5.2). Для преобразований координат из первой системы во вторую вводится дополнительная система $O_1X_1Y_1Z_1$. Центр масс ротора рассматривается в неподвижной системе координат $OXYZ$: точка O

совпадает с центром тяжести ротора; ось OZ совпадает с вертикальной осью симметрии статора; ось OY направлена от верхнего бьефа к нижнему; ось OX направлена от левого берега к правому. Уравнения вращения твердого тела записываются в системе координат $O_p X_p Y_p Z_p$, которая жестко связана с ротором. Точка O_p совпадает с центром масс ротора, ось $O_p X_p$ направлена вверх и совпадает с вертикальной главной осью инерции ротора, оси $O_p Y_p$ и $O_p Z_p$ совпадают с двумя другими главными осями инерции.

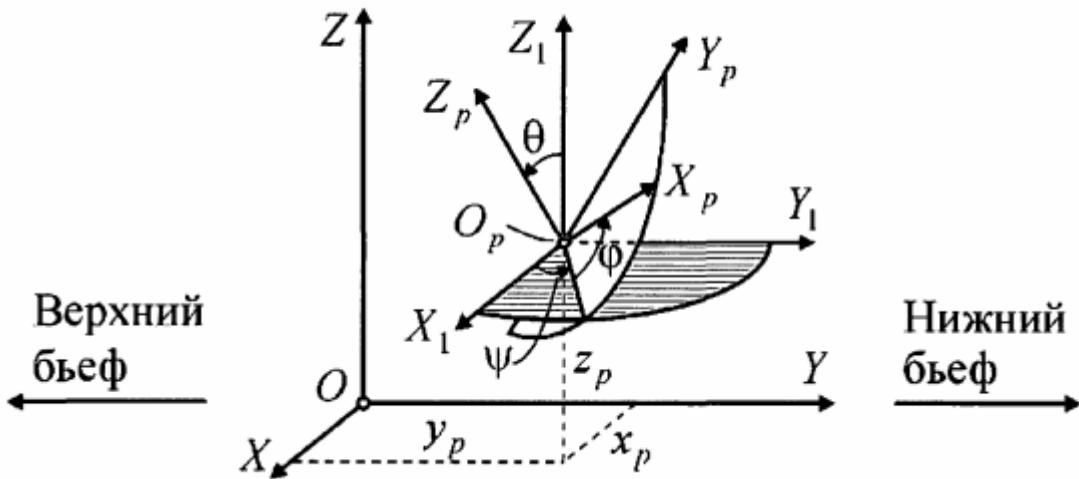


Рисунок 5.2 - Системы координат, используемые для описания положения ротора

Движение ротора описывается шестью обыкновенными дифференциальными уравнениями [13,14]. Переменными в данных уравнениях являются проекции результирующей силы и результирующего момента. При этом силы, которые действуют на вращающуюся часть гидроагрегата, находятся в зависимости от скорости ее вращения и поступательного движения, и от положения ротора в пространстве. Следовательно, уравнения можно решить только численным методом. При численном решении уравнений движения ротора расстояния между датчиками и валом ($D_{\sigma,i}$) определяется в определенный момент времени ($t_{d,j}$). Наиболее приемлемым является сохранение расстояний с заранее заданным периодом дискретизации Δt_d , тогда для любого $t_{d,j} = t_{d,j-1} + \Delta t_d$, где $j = 1, 2, 3, \dots, N_t$.

5.3 Применение теории нечетких множеств в СКАД

Если рассматривать решение задачи диагностирования в рамках классической теории множеств, то все выражения, на которых построена база знаний экспертной системы, будут принимать одно из двух возможных значений: 1, когда выражение «истинно», и 0, когда оно «ложно». Знания, которые используются при оценке диагностических признаков, скорее базируются не на отношениях между отдельными данными и конкретными

гипотезами, а на отношениях между классами данных и классами гипотез [15]. Это связано с тем, что процесс выявления дефектов относится к задачам такого типа, решение которых имеет многозначный и неточный характер. При таком подходе отдельные данные (сигналы биений, параметры режима) классифицируются и рассматриваются, как конкретные представители некоторых более общих категорий. Отдельный объект может обладать только частью характерных признаков определенной категории, а частью не обладать, т.е. принадлежность такого объекта будет размыта. Для формирования суждений о таких категориях и принадлежащих к ним объектах целесообразно использовать предложенную Заде теорию нечетких множеств [16]. Нечеткая логика ближе к человеческому мышлению, чем традиционные логические системы [17,18]. Она предоставляет средства для отображения неопределенностей и неточностей рассматриваемых процессов. При этом предположения о принадлежности объекта к определенному множеству могут принимать любые действительные значения в интервале от 0 до 1, что представляется удобным для определения степени проявления дефектов при эксплуатации гидроагрегата. Экспертный модуль, в основе которого лежит нечеткая логика, в дальнейшем будем называть нечетким экспертным модулем.

В каждом нечетком экспертном модуле всех трех уровней реализован нечеткий логический вывод. Нечетким выводом служит аппроксимация зависимости между входными переменными и выходной на основе лингвистических высказываний типа «Если - то» и логических операций над нечеткими множествами. Основу нечеткого логического вывода составляет композиционное правило Заде [20]. Подробное описание нечеткого логического вывода дается в [21,22,23,24]. В общем случае нечеткий вывод решения происходит за четыре (иногда за три) шага. Структура нечеткого вывода для экспертных модулей системы диагностирования показана на рисунке 5.3.

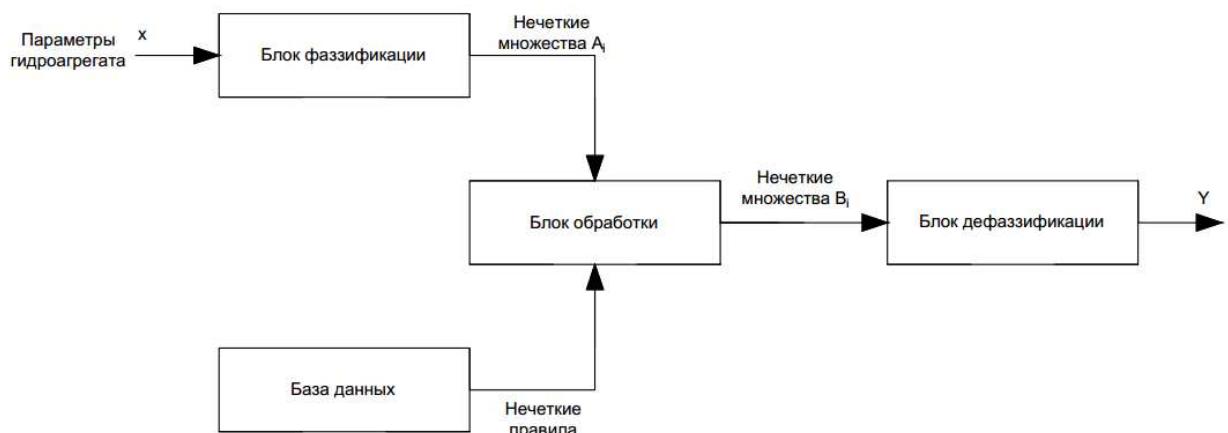


Рисунок 5.3 – Структура нечеткого логического вывода

Логический вывод включает следующие шаги:

- фазификацию;

- реализацию нечеткого вывода;
- принятие решения (композицию);
- дефазификацию.

Первым этапом нечеткого вывода является фазификация. На этом этапе при помощи функций принадлежности всех термов входных лингвистических переменных и на основании четких значений входных лингвистических переменных определяются степени уверенности в том, что выходная лингвистическая переменная принимает конкретное значение. Основные виды функций принадлежности приведены в [21]. Определение нечеткого множества в процессе фазификации не накладывает никаких ограничений на выбор конкретной функции принадлежности, которое используется при его представлении. На практике используют такие функции принадлежности, которые допускают аналитическое представление в виде определенной математической функции. Это позволяет упростить расчеты и сократить вычислительные ресурсы, которые необходимы для хранения значений этих функций. Для нечетких экспертных модулей всех трех уровней в качестве функций принадлежности приняты кусочно-линейные функции треугольной формы. Для каждого входного параметра нечеткого экспертного модуля функция принадлежности строится в несколько этапов.

1. Определение диапазона возможных значений (универсума) входного параметра.

2. Задание на универсуме начального множества термов. Для всех входных параметров всех трех уровней начальное множество термов представлено тремя элементами: высокое, среднее и низкое значения входного параметра.

3. Построение функций принадлежности для каждого параметра. В результате для всех входных параметров будем иметь три функции принадлежности термов A_1, A_2, A_3 (рисунок. 5.4). В процессе нечеткого вывода подключается база знаний, в которой записаны правила вида «Если - то», полученные при помощи моделирования, а также посредством исключений, которые возникают в процессе эксплуатации агрегата. На основании набора правил вычисляется значение истинности для предпосылки каждого правила на основании конкретных нечетких операций. Эти операции соответствуют конъюнкции или дизъюнкции термов в левой части правил. В результате получается нечеткая переменная, которая соответствует вычисленному значению степени уверенности в левой части правила и нечеткому множеству в правой части правила.

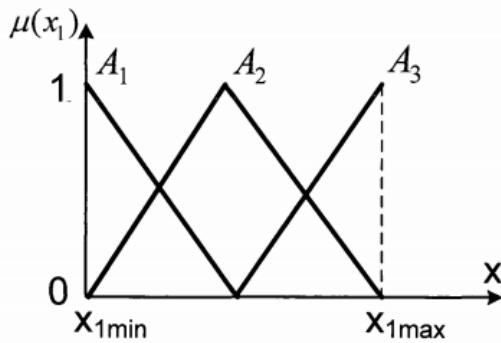


Рисунок 5.4 – Функция принадлежности

Все нечеткие множества, заданные для каждого терма каждой выходной лингвистической переменной, объединяются вместе. В результате формируется единственное нечеткое множество, определяемое каждой выводимой лингвистической переменной. Чаще всего используются функции MAX или MIN. Выходное нечеткое множество у преобразуется в четкое число y . Цель дефазификации заключается в том, чтобы используя результаты аккумуляции всех выходных лингвистических переменных, получить обычное количественное значение каждой из выходных переменных. Дефазификацию также называют приведением к четкости [21]. Существует несколько методов перехода к четким значениям [21,22]. Для построения экспертных модулей первого уровня применен метод центра тяжести:

$$y = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot \mu(x_i)}{\sum_{i=1}^n \mu(x_i)} \quad (5.1)$$

где y - выходное значение экспертного модуля.

Для построения экспертных модулей второго и третьего уровней использовался модифицированный вариант метода центра тяжести для одноточечных множеств:

$$y = \frac{\sum_{i=1}^n C_i \cdot W_i}{\sum_{i=1}^n C_i} \quad (5.2)$$

Приведенные выше этапы нечеткого вывода могут быть реализованы по-разному. Существует несколько алгоритмов, которые позволяют реализовать нечеткий вывод с учетом выбора конкретных вариантов параметров каждого из этапов. Для экспертных модулей первого уровня был выбран алгоритм нечеткого вывода Мамдани. Для экспертных модулей второго и третьего уровней был выбран алгоритм нечеткого вывода Сугено. Особенности данных алгоритмов рассмотрены в [21,23].

5.4 Применение искусственных нейронных сетей

Нечеткий экспертный модуль, основанный на нечеткой логике, имеет недостаток: он не способны автоматически приобретать знания для использования их в механизмах вывода. Выходом из этой ситуации является представление данного модуля нечеткого выявления дефектов в виде нейронной сети. Такая сеть можно назвать гибридной [21,22]. Она представляет собой нейронную сеть имеющую несколько слоев специальной структуры, не имеющей обратных связей, в которой используются сигналы в четкой форме, веса и функции активации. При этом значения входов, выходов и весов гибридной нейронной сети представляют собой вещественные числа из промежутка $[0, 1]$. Основной идеей гибридной сети является использование существующей выборки данных для определения параметров функций принадлежности, лучше всего соответствующих определенной системе нечеткого вывода.

Важнейшим достоинством нейронных сетей является возможность их обучения и адаптации [25], другими словами, отсутствует необходимость в полных знаниях об объекте. На основе тех данных, которые подаются на вход сети и эталонных значениях на выходе, нейронная сеть может научиться находить решения. Еще одной положительной стороной использования нейросетевой реализации в приложении к технической диагностике является возможность значительно повысить скорость обнаружения неисправностей, не снижая точности выявления дефектов. Сочетание нечеткой логики и искусственных нейронных сетей лежит в основе аппарата гибридных сетей [26]. В таких сетях выводы делаются на основе аппарата нечеткой логики, но при этом функции принадлежности подстраиваются с помощью алгоритмов обучения нейронных сетей. Благодаря такому сочетанию гибридные сети имеют несколько существенных преимуществ перед нечеткой логикой и нейронными сетями [26,25].

1. Помимо использования априорной информации, есть возможность приобретать новые знания.

2. Являются логически прозрачными для пользователя. Нечеткий экспертный модуль можно представить в форме многослойной нейронной сети с прямым распространением сигнала. Такой модуль условимся называть гибридным экспертым модулем. Каждый компонент модуля задается в виде функционального блока, которые потом объединяются в единую сеть. Данная сеть состоит из 4 слоев (рисунок 5.5).

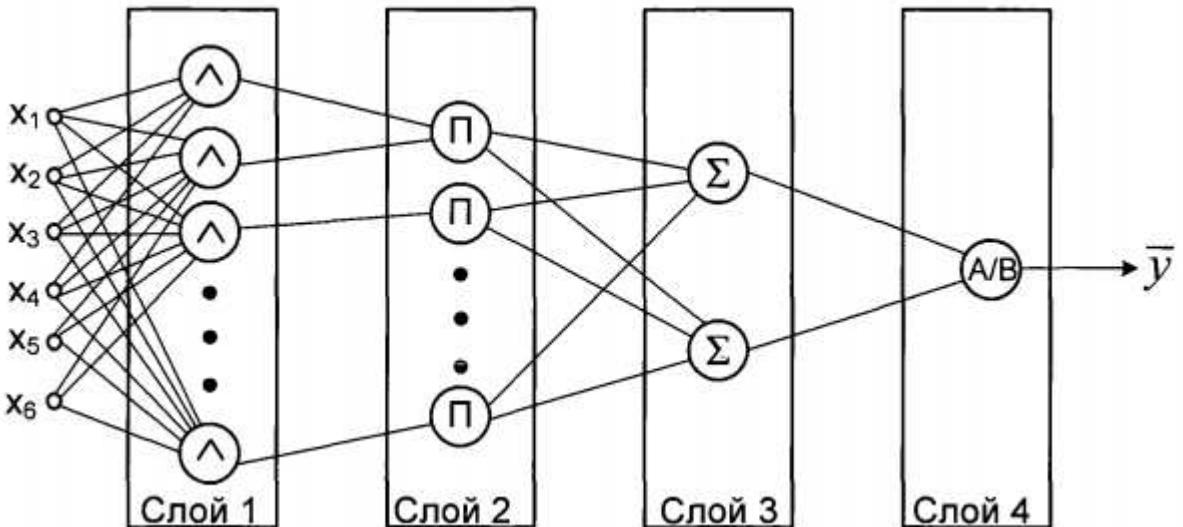


Рисунок 5.5 – Нейронная сеть СКАД

Первый слой соответствует блоку фазификации. Он содержит элементы, реализующие функцию принадлежности нечеткого множества входных параметров. В этот слой поступает N сигналов, а на выходе формируются значения функций принадлежности для каждого из них. Второй слой соответствует блоку базы правил и блоку вывода. Слой 3 и 4 представляют собой реализацию блока дефазификации. На выходе слоя 4 формируется дефазифицированное выходное значение, определяющее точное выходное значение [27]. Таким образом, гибридная экспертная система выявления дефектов представляет собой иерархическую структуру, на каждом уровне иерархии реализовано несколько параллельных гибридных экспертных модулей, на входные слои которых подаются контролируемые параметры (биения вала, параметры гидроагрегата или степень проявления отдельных дефектов), а на выходе имеем данные о состоянии гидроагрегата.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе диссертационного исследования были изучены основы вибрации для представления общей картины исследования, разобрана тема вибраций в гидроагрегатах, в ходе чего было выявлено, что по данным вибрации гидроагрегатов можно определять дефекты. Также были рассмотрены системы вибрационного контроля, которые необходимы для сбора вибрационных параметров и их контроля. На сегодняшний день системы контроля достаточно хорошо справляются со своей задачей, но в ряде случаев не могут обеспечить полную безопасность оборудования, при этом они не определяют наличие дефекта, а реагируют на уже развитый дефект, привлекший к превышению контролируемого параметра.

Для определения дефектов на ранней стадии развития была поставлена задача создания системы автоматической диагностики, так как реализация такой системы в полной мере не представляется возможной, учитывая все параметры агрегата (вибрацию, температуру, гидромеханические параметры) было решено упростить задачу, описав систему автоматической диагностики определяющей дефекты по параметрам биения вала. Для реализации СКАД было предложено использование экспертной системы гибридного типа. В такой системе используется комбинация математических решений:

1. Применение теории нечетких множеств, для определения стадии развития дефекта;
2. Применение нейронных сетей для самообучения системы.

Для обучения системы было также предложена упрощенная математическая модель вращающейся части гидроагрегата с помощью, которой искусственные нейронные сети получают информацию о дефектах, которые на ней будут моделироваться.

Главным преимуществом системы автоматической диагностики, является определение дефекта на ранней стадии развития, что дает возможность спланировать текущий ремонт гидроагрегата и исключить аварийные остановы гидроагрегата. При дальнейшем развитии и совершенствование таких систем, будет возможен переход от капитальных ремонтов с определенным периодом к ремонтам по состоянию, что позволит сократить значительные экономические затраты.

На сегодняшний день существует ряд проблем по созданию таких систем. Одной из основных проблем проектирования системы автоматической диагностики, является создание математической модели со всем зависимостями, в ближайшее время возможно будут разработаны, компьютерные программы способные реализовать такие модели. Кроме вышеупомянутой проблемы существую проблемы с измерениями параметров, а именно с измерением низкочастотной вибрацией. Исходя из вышесказанного, можем сделать вывод, что сегодня создание полноценной системы автоматической достаточно затруднительно.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

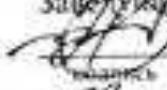
1. Владиславлев, Л. А. Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций / Л. А. Владиславлев. 2-е изд. перераб. и доп. – М. : Энергия, 1972. – 176 с.
2. Иванченко И.П. Вибрационная надежность гидротурбин. Обзор / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко, Ю.И.Рабин, Л.Л.Смелков. – М.:Энергетическое машиностроение.- Сер.13.-Вып.13. - ЦНИИТЭИтяжмаш. - 1989. – 64 с.
3. Вибродиагностика [Текст] : монография / Г. Ш. Розенберг [и др.] ; под ред. Г. Ш. Розенberга. - СПб. : ПЭИПК, 2003. - 284 с.
4. СТО 17330282.27.140.001-2006. Методики оценки технического состояния основного оборудования гидроэлектростанций [Электронный ресурс] : утв. ОАО РАО «ЕЭС России» 13.07.2006. - Режим доступа : <http://www.gostrf.com/Basesdoc/50/50534/index.htm>. - Загл. с экрана.
5. Алексеев, Б. А. Определение состояния (диагностика) крупных гидрогенераторов [Текст] / Б. А. Алексеев. - М. : Науч.-техн. центр ЭНАС, 1998. - 144 с.
6. ГОСТ 20911-89. Техническая диагностика. Термины и определения. [Текст]. - Изд. офиц. - М. : Изд-во Гос. ком.стандартов СССР, 1989. - 34 с.
7. ГОСТ 27.002-89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения [Текст]. - Изд. офиц. - М. : М. : Изд-во Гос. ком.стандартов СССР, 1989.-32 с.
8. Обнаружение дефектов гидрогенераторов [Текст] / А. Е. Александров [и др.] ; под ред.: Л. Г. Мамиконянца, Ю. М. Элькинда - М. : Энергоатомиздат, 1985.-232 с.
9. Биения в машинах и механизмах [Электронный ресурс] // Большая советская энциклопедия. - Режим доступа : <http://dic.academic.ru/dic.nsf/7bse/69245/6HeHroL> - Загл. с экрана.
10. ЗубаревН.И. Исследование гидродинамических радиальных сил гидротурбин: автореф. дис.канд.техн. наук / Зубарев Николай Иванович - Л. – ЛПИ. – 1969. - 23с.
- 11.РТМ 108.023.115-87. Турбины гидравлические радиально-осевые. Методы расчета на прочность рабочих колес. - Минэнергомаш. - М., 1987.
12. Глазырин, Г. В. Вибрационная диагностика вертикальных гидроагрегатов на базе АСУТП [Текст] / Г. В. Глазырин, Т. А. Филиппова, В. Е. Глазырин // Докл. АН ВШ РФ. - 2006. - № 1 (6). - 122-131.
13. Бутенин, Н. В. Курс теоретической механики [Текст] : учеб. : в 2 т. / Н. В. Бутенин, Я. Л. Лунц, Д. Р. Меркин. - М. : Наука, 1985. - Т. 1.-735 с.
14. Четаев, Н. Г. Теоретическая механика [Текст] / Н. Г. Четаев ; под ред.: В. В. Румянцева, К.Е. Якимовой. - М. : Наука, 1987. - 367 с.
15. Джексон, П. Введение в экспертные системы [Текст] / П. Джексон. - 3- е изд. - М. : Вильяме, 2001. - 624 с.

16. Zadeh, L. A. Fuzzy sets [Текст] / L. A. Zadeh // Information and Control 8 (3). - 1965. -P . 338-353.
17. Кофман, А. Введение в теорию нечетких множеств [Текст] / пер. с фр. В. Б. Кузьмина ; под.ред. С. И. Травкина. - М. : Радио и связь, 1982. - 432 с.
18. Леоненков, А. В. Нечеткое моделирование в среде MatLab и fuzzy TECH [Текст] / А. В. Леоненков. - СПб. : БХВ-Петербург, 2005. - 736 с.
19. Люгер, Д. Ф. Искусственный интеллект: стратегии и методы решения сложных проблем [Текст] : пер. с англ. / Д. Ф. Люгер. - 4-е изд. - М. : Вильяме, 2003.-864 с.
20. Беллман, Р. Принятие решений в расплывчатых условиях [Текст] / Р. Беллман, Л. Заде // Вопросы анализа и процедуры принятия решений. - М. : Изд-во Мир, 1976. - С. 172-215.
21. Леоненков, А. В. Нечеткое моделирование в среде MatLab и fuzzy TECH [Текст] / А. В. Леоненков. - СПб. : БХВ-Петербург, 2005. - 736 с.
22. Рутковская, Д. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы [Текст] / Д. Рутковская, М. Пилиньский, Л. Рутковский. - М. : Горячая линия-Телеком, 2007. - 452 с.
23. Штовба, С. Д. Проектирование нечетких систем средствами MatLab [Текст] / С. Д. Штовба. - М. : Горячая линия - Телеком, 2007. - 288 с.
24. Яхъяева, Г. Э. Нечеткие множества и нейронные сети [Текст] : учеб.пособие / Г. Э. Яхъяева. - М. : ИНТУИТ.РУ, БИНОМ.ЛЗ, 2006. - 316 с.
25. Глазырин, В. Е. Моделирование элементов автоматических устройств в пакете MICRO-CAP 7 [Текст] : метод, указания / В. Е. Глазырин, М. А. Купа- рев. - Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2004. - 43с.
26. Круглов, В. В. Нечеткая логика и искусственные нейронные сети [Текст] : учеб.пособие / В. В. Круглов, М. И. Дли, Р. Ю. Голунов. - М. : Изд-во физ.-мат. лит., 2001. - 224 с.
27. Белоглазов А. В. Разработка адаптивных средств выявления неисправностей и стратегии обслуживания гидроагрегатов / А. В. Белоглазов, В. Е. Глазырин // Новосибирск 2011.
28. Смелков Л.Л. Определение внешних сил и моментов, действующих на ротор генератора (РГ) и рабочее колесо (РК) гидроагрегата / Л.Л.Смелков, А.Н.Прокопенко // СПб.: Труды ОАО «НПО ЦКТИ». –2002. - вып.291. - с. 162-164.



Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«Сибирский федеральный университет»
Саяно – Шушенский филиал

Кафедра «Гидроэнергетики, гидроэлектростанций, электроэнергетических
систем и электрических сетей»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

V.I. Татарников
инициалы, фамилия
о 23 06 2017 г.

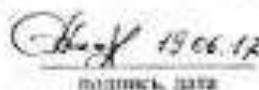
МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Система контроля и автоматической диагностики гидроагрегата

13.04.02 Электроэнергетика и электротехника

13.04.02.06 Гидроэлектростанции

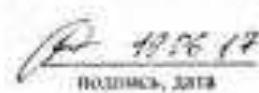
Руководитель


подпись, дата

Заместитель начальника
СЛСУ Филиала ПАО
«РусГидро» – «Саяно-
Шушенская ГЭС имени
П. С. Непорожнего»,
должность

А.Н. Сивцов
инициалы, фамилия

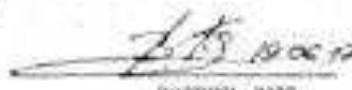
Выпускник


подпись, дата

Начальник СМО Филиала
ПАО «РусГидро» «Саяно-
Шушенская ГЭС имени
П. С. Непорожнего»,
должность

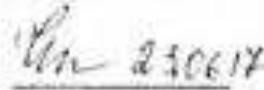
А.Ю. Дьяков
инициалы, фамилия

Рецензент


подпись, дата

В.В. Белобородов
инициалы, фамилия

Нормоконтролёр


подпись, дата

Д.А. Чабанова
инициалы, фамилия

Саяногорск; Черёмушки 2017