

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

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

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____ _____
подпись, дата инициалы, фамилия
« ____ » _____ 2019 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

**ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ ГИДРОАГРЕГАТОВ НА
ОСЕВОЕ УСИЛИЕ И КРЕПЕЖНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОАГРЕГАТОВ**

13.04.02 Электроэнергетика и электротехника

13.04.02.06 Гидроэлектростанции

Научный руководитель	_____ подпись, дата	<u>Доцент кафедры ГТС и ГМ Саяно- Шушенского филиала СФУ</u> должность	<u>А.В. Масленникова</u> инициалы, фамилия
Выпускник	_____ подпись, дата		<u>В.В. Егоров</u> инициалы, фамилия
Рецензент	_____ подпись, дата	<u>Ведущий инженер по наладке и испытаниям СМО филиала ПАО «РусГидро» - «Саяно- Шушенская ГЭС имени П.С. Непорожнего»</u> должность	<u>К.А. Демшин</u> инициалы, фамилия
Нормоконтролёр	_____ подпись, дата		<u>А.А. Чабанова</u> инициалы, фамилия

Саяногорск; Черемушки 2019

АННОТАЦИЯ

С развитием гидроэнергетики встает вопрос о надежности используемого оборудования и его эксплуатации. В связи с похожими авариями на двух купных ГЭС возникает вопрос о том, что уровень совершенства конструкций узлов, механизмов и систем, в совокупности представляющих гидроагрегат недостаточно надежны. Контроль крепежных элементов (КЭ) гидроагрегата является важной задачей для обеспечения надежности оборудования. Оценка состояния КЭ позволяет понять, какие нагрузки (осевые усилия) они могут выдержать для предотвращения аварий в будущем.

В настоящее время существующие критерии оценки не в полной мере позволяют оперативно оценить состояние КЭ. В связи с этим возникает вопрос о доработке существующих критериев оценки КЭ, и их использовании на существующих ГЭС.

АВТОРЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Оценка влияния режима работы гидроагрегатов на осевое усилие и крепежные элементы гидроагрегатов».

Цель работы:

Разработка методики оценки состояния крепежных элементов гидротурбины с использованием уже имеющихся систем контроля без вывода гидроагрегата в ремонт.

Основные задачи:

Показать, что распределение нагрузки на шпильки турбины имеет неравномерное распределение.

Проанализировать данные, полученные с датчиков гидроагрегата в различных режимах работы.

Показать, что с помощью разрабатываемой методики можно осуществлять контроль за состоянием крепежных элементов гидроагрегатов без вывода в ремонт.

Научная новизна:

Предложена методика позволяющая оценить силы действующие на крепежные элементы крышки турбины.

Практическая значимость работы:

Результаты работы могут быть использованы при создании новой, усовершенствованной системы диагностики работы гидроагрегатов ГЭС.

Личный вклад автора:

Систематизация собранных данных, составление методики расчета, рекомендации по критериям безопасности.

Апробация работы:

Результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на следующих конференциях:

- V Всероссийской научно - практической конференции молодых ученых, специалистов, аспирантов и студентов «ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ В XXI ВЕКЕ», Саяногорск р.п. Черемушки, 2018 года.

- VI Всероссийской научно — практической конференции молодых ученых, специалистов, аспирантов и студентов «ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ В XXI ВЕКЕ», Саяногорск р.п. Черемушки, 2019 года.

Публикации:

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

Структура и объём диссертации:

Диссертация состоит из введения, количества глав, заключения и списка литературы из и наименований. Материал изложен на 66 страницах, содержит 25 рисунков и 20 формул.

Ключевые слова: турбина, крышка, агрегат, крепеж, шпильки, осевое усилие.

ABSTRACT

Final qualifying work on the theme "Assessment of the impact of the mode of operation of hydraulic units on the axial force and fasteners of hydraulic units."

Purpose of work:

Development of methods for assessing the state of hydraulic turbine fasteners using existing control systems without taking the hydraulic unit for repair.

Main task:

Show that the load distribution on the turbine studs has an uneven distribution.

To analyze the data obtained from the hydraulic unit sensors in different operating modes.

To show that by means of the developed technique it is possible to exercise control of a condition of fixing elements of hydraulic units without output in repair.

Scientific novelty:

The technique allows to estimate the forces acting on the fasteners of the turbine cover.

Practical significance of the work:

The results of the work can be used to create a new, improved system of diagnostics of hydroelectric power units.

Personal contribution of the author:

Systematization of the collected data, preparation of calculation methods, recommendations on safety criteria.

Approbation of work:

The results of the thesis were presented and discussed at the following conferences:

- V All-Russian scientific and practical conference of young scientists, specialists, postgraduates and students "hydroelectric POWER stations IN the XXI CENTURY", Sayanogorsk r. p. Cheremushki, 2018.

- VI All-Russian scientific and practical conference of young scientists, specialists, postgraduates and students "hydroelectric POWER stations IN the XXI CENTURY", Sayanogorsk r. p. Cheremushki, 2019.

Publications:

The main provisions and conclusions are presented in 2 publications in scientific journals and publications, which are included in the list of implemented scientific publications of certain RSCI, ISBN.

Structure and scope of the thesis:

The thesis consists of introduction, number of chapters, conclusion and list of references and titles. The material is presented on 66 pages, contains 25 figures and 20 formulas.

Keywords: turbine, cover, unit, fasteners, studs, axial force.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	7
1 Общие сведения о проблемах крепежных элементов гидроагрегатов	8
1.1 Планово-предупредительные работы и ресурс гидроагрегатов.....	8
1.2 Надежность гидротурбинного оборудования	13
1.3 Проблема обеспечения надежности гидроагрегатов.....	14
1.4 Разрушение деталей машин от усталости	15
1.5 Влияние разных факторов на сопротивление материалов усталости	19
2 Вопросы воздействия внешних факторов на работу агрегата.....	24
2.1 Воздействие внешних сил на гидроагрегат	24
2.2 Методические вопросы определения осевой силы в гидротурбинах.....	26
3 Влияние осевого усилия на крепежные элементы гидроагрегата.....	34
3.1 Осевое усилие.....	34
3.2 Используемые системы для оценки параметров	35
3.2.1 Система контроля динамического состояния силоизмерительных шайб.....	35
3.2.1.1 Устройство и работа системы СКДС-СИШ	35
3.2.1.2 Описание и работа составных частей системы СИШПАВ.....	36
3.2.2 Описание и работа КМ-Дельта-8-СМ.....	39
3.2.2.1 Описание и работа составных частей КМ-Дельта-8-СМ.....	40
3.3 Методика оценки осевой жесткости гидроагрегата	42
3.4 Результаты оценки осевой жесткости гидроагрегата.....	46
Заключение	55
Список использованных источников	56

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 состояния крепежных элементов 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.

1 Общие сведения о проблемах крепежных элементов гидроагрегатов

1.1 Планово-предупредительные работы и ресурс гидроагрегатов

В настоящее время на российских ГЭС [1] стабильная работа основного генерирующего оборудования преимущественно обеспечивается по принципу планово-предупредительного или профилактического обслуживания с учетом требований нормативных отраслевых документов [2, 3]. С увеличением срока службы гидроагрегатов (ГА) вопросы обеспечения надежности и безопасности их эксплуатации становятся все более актуальными не только для России, но и для зарубежных станций. Это подтверждают многочисленные примеры «внезапных» повреждений ответственных элементов основного генерирующего оборудования ГЭС, которые можно найти в открытых источниках информации.

По мере старения агрегатов накапливаются индивидуальные отличия и особенности, увеличивается разрыв между проектными и фактическими условиями эксплуатации, активизируются деграционные процессы на структурном уровне материалов, развиваются дефекты, появляются отклонения от исходной геометрии, вносятся конструктивные изменения и т. п. Поведение реального ГА все более отдаляется от поведения идеального объекта, использованного для моделирования процессов старения на стадии проектирования. Соответственно, должны корректироваться и программы поддержания оборудования на необходимом техническом уровне: от планово-предупредительных ремонтов надо переходить к ремонтам по техническому состоянию, когда объем и момент начала ремонта определяются фактическим техническим состоянием агрегата. Стандарты [2, 3] предусматривают такую возможность. Кроме того, в целях обеспечения необходимых ресурсных характеристик ГА в целом следует заблаговременно планировать восстановительные ремонтные работы, не допуская отказов вследствие истощения ресурса отдельным «слабым» звеном.

Проведение технического обслуживания и ремонтов (ТОиР) по фактическому техническому состоянию оборудования является на сегодняшний день одной из устойчивых мировых тенденций не только в гидроэнергетике, но и во многих других отраслях, поскольку позволяет:

- обеспечить безотказную эксплуатацию на длительный срок;
- снизить риск отказов и аварийных ситуаций;
- повысить эффективность работы;
- сократить потери от простоев и внеплановых ремонтов;
- минимизировать затраты на поддержание оборудования в работоспособном состоянии;
- увеличить индивидуальный ресурс.

Однако в отношении гидрооборудования ни в России, ни за рубежом пока широко не внедрены соответствующие технологии, хотя имеется некоторый положительный опыт [4-6].

В настоящее время оценка ТС гидроэнергетического оборудования проводится в соответствии с Методикой [7], которая регламентирует оценку на основе индексов технического состояния (ИТС) — интегрального показателя, определяющего ТС единицы оборудования через индексы технического состояния его узлов (ИТСУ). ИТС меняется от наихудшего до наилучшего значения «100». ИТСУ определяется набором параметров технического состояния узла в соответствии с балльной шкалой оценки с учетом отклонения фактических значений от предельно-допустимых значений параметра.

С учетом богатого опыта работ в различных областях энергетики и машиностроения, а также уникальности гидроагрегатов рациональным представляется планирование ремонтов по техническому состоянию на базе интеллектуального прогноза, неотъемлемой частью которого является оценка индивидуального ресурса расчетно-экспериментальными методами. Такой прогноз позволяет адекватно оценить остаточный ресурс отдельных узлов ГА, выявить «слабые звенья» — элементы, приближающиеся к исчерпанию ресурса, — и сфокусировать основное внимание на правильности выбора объема и сроков ремонтного воздействия на них.

Основной механизм ресурсных, т. е. сопряженных с длительной эксплуатацией отказов связан с постепенным накоплением усталостных повреждений, что приводит к образованию и развитию макродефектов и, в конечном итоге, к разрушению конструкции [8-10]. В отличие от видимых поверхностных дефектов, например, связанных с кавитационными явлениями или механическим воздействием, усталостные повреждения длительное время накапливаются скрытно, развиваясь из исходных неоднородностей и микродефектов материала до дефектов на макроуровне. При этом накопленное усталостное повреждение на этой скрытой стадии практически никак не отражается на контролируемых параметрах агрегата (вибрация, биение, акустический шум, температура и т. п.) или его техническом состоянии. Примером могут служить трещины вдоль линии сопряжения лопастей со ступицей рабочего колеса радиально-осевой (РО) турбины, спровоцированные процессом сварки (исходная неоднородность материала в зоне сплавления, наличие пустот и инородных включений) и длительное время развивающиеся скрытно под поверхностью металла [11, 12]. Соответственно, ни используемые сегодня системы диагностики, ни периодический контроль неразрушающими методами, применяемыми в настоящее время для контроля состояния гидротурбин, не могут адекватно оценить степень усталостного повреждения конструкции вплоть до появления трещин. В результате часто складывается впечатление, что протяженные трещины появились почти «внезапно», за достаточно короткий межремонтный период.

Следует отметить, что степень усталостного повреждения (деградации) металла конструктивных узлов ГА может быть оценена на базе металлографических исследований, как это, например, делается для турбинного оборудования ТЭС. Для гидротурбин аналогичные исследования были успешно проведены для лопаток направляющего аппарата [13], но пока в условиях

станций широкого применения эти подходы не нашли. В целях планирования ремонтов по техническому состоянию имеет смысл выделить «опасные» дефекты, т. е. приводящие к отказу гидроагрегата в целом или необходимости выведения его из эксплуатации. «Опасность» дефекта определяется на основании взвешивания рисков отказа ГА при безусловном обеспечении приемлемого уровня безопасности его эксплуатации, исходя из приоритетных целей дальнейшей эксплуатации, которые могут отличаться на разных этапах жизненного цикла оборудования:

- обеспечение максимального срока службы оборудования;
- обеспечение максимальной надежности оборудования;
- необходимость покрытия максимумов графика энергопотребления;
- обеспечение максимальной прибыли; минимизация затрат на обслуживание оборудования и поддержание его в работоспособном состоянии и т. п.

Минимальная длина обнаруживаемых трещиноподобных дефектов определяется следующими основными факторами:

- большими габаритными размерами элементов ГА, что усложняет проведение качественного неавтоматизированного(ручного) контроля;
- ограниченной доступностью к контролируемым зонам в случае неполной разборки ГА;
- чувствительностью средств и методов неразрушающего контроля (НК), ограничивающих минимальный размер диагностируемых дефектов;
- расположением и ориентацией дефекта.

Для гидротурбин минимальный уверенно распознаваемый размер дефекта составляет, по крайней мере, несколько миллиметров, что с учетом действующих нагрузок может соответствовать даже нескольким десяткам лет нормальной эксплуатации при условии отсутствия исходных макроповреждений. Под действием штатных эксплуатационных нагрузок развитие трещины от исходного дефекта размером 10 длительное время происходит достаточно медленно (рисунок. 1.1) и не требует внесения никаких корректив в сложившийся регламент технического обслуживания и ремонтов оборудования.

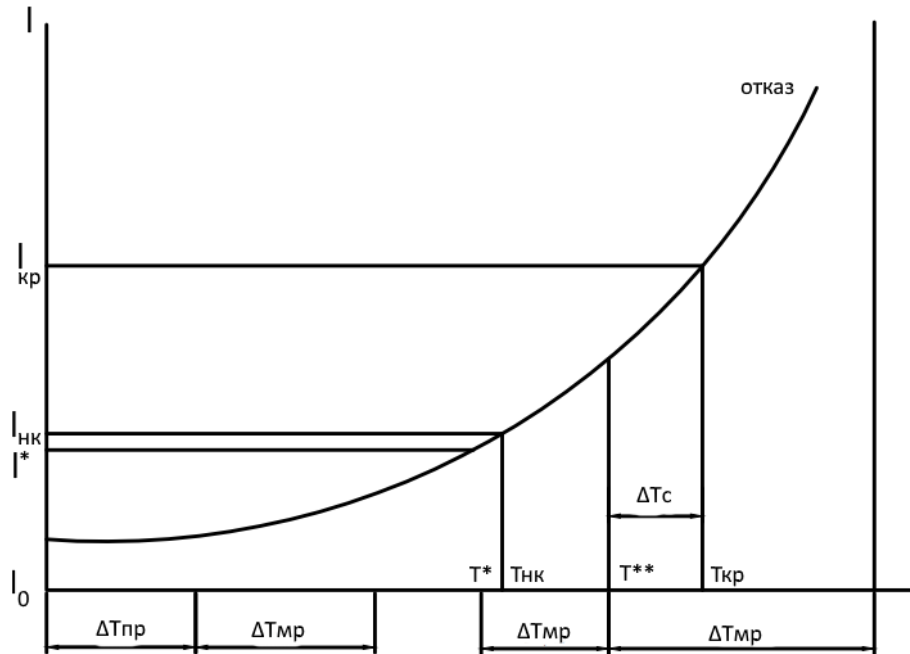


Рисунок 1.1 – Влияние трещины на периодичность ремонтов:

T^* - дата предыдущего обследования; T^{**} - дата текущего обслуживания; $\Delta T_{пр}$ – приработанный период; $\Delta T_{мр}$ – период между капитальными ремонтами (межремонтный период); ΔT_c – период подрастания трещин до критических размеров с момента T^{**} ; $T_{нк}$ – момент, когда длина трещины достигает порога чувствительности методов НК; $T_{кр}$ – момент времени, соответствующий критическому размеру трещины.

В качестве исходного дефекта могут выступать даже неоднородности и микродефекты материала. Период медленного развития трещины, от исходных дефектов до образования достаточно протяженных макродефектов, практически вплоть до момента времени $T_{кр}$ определяется преимущественно низкочастотным воздействием (LCF), характеризующимся значительными амплитудами. Большие амплитуды нагрузок способствуют развитию дефектов, а относительно низкая частота определяет невысокую скорость роста трещин. Низкочастотное воздействие соответствует режимам пуска/останова ГА, сброса/набора мощности, работе в режиме холостого хода и имеет частоты, сопоставимые с оборотной частотой агрегата.

При продолжении эксплуатации пределами времени возникает риск отказа оборудования: исходные микродефекты под действием LCF превысили пороговое значение $l_{кр} = l(T_{кр})$, выше которого даже небольшое по амплитуде высокочастотное нагружение (HCF), ранее практически не оказывающее влияния на развитие дефектов, приводит к быстрому их подрастанию за счет высокой частоты пульсаций внутренних напряжений в зоне вершины трещины.

Начиная с момента времени T_r , влияние HCF-нагрузок становится определяющим, меняется механизм развития трещин и резко увеличивается скорость их роста. Важно иметь в виду, что высокочастотные нагрузки

сопровождает работу ГА на режимах, предусмотренных для длительной эксплуатации оборудования, в том числе вблизи оптимума эксплуатационной характеристики. С учетом того, что развивающиеся дефекты напрямую связаны с надежностью и безопасностью работы. Именно НСФ-нагрузки представляют большую опасность с точки зрения истощения ресурса и определяют сроки следующего ремонта на запроектных сроках службы.

Для определения величины ΔT_c и корректного определения сроков следующего ремонта необходимо провести расчет кинетики роста трещины под действием эксплуатационных нагрузок с учетом обнаруженных и возможных (пока еще необнаруженных — скрытых) дефектов. Для этого необходимо использовать математические модели, учитывающие конструктивно-технологические особенности, условия эксплуатации ГА, локальное изменение геометрии в области дефекта, деградацию свойств металла во времени в коррозионной среде, последствия проведенных ранее ремонтных работ. С учетом сложности определения фактических нагрузок верификацию моделей целесообразно проводить по результатам натурных измерений и испытаний. Такой подход позволяет построить индивидуальный долгосрочный прогноз поведения агрегата в условиях фактической эксплуатации, что дает возможность своевременного планирования необходимых ремонтных операций. К «недостаткам» такого подхода можно отнести необходимость сбора и анализа большого объема информации и высокие требования к квалификации специалистов, проводящих необходимые расчеты, что усложняет и удорожает подобные процедуры.

Ремонтные операции вносят существенный вклад в индивидуальность турбины и оказывают влияние на ее техническое состояние и ресурс, особенно при длительных и сверхдлительных сроках эксплуатации. Это связано со следующими основными факторами:

- устранение обнаруженных дефектов, что способствует увеличению ресурса за счет ликвидации поврежденного металла;

- создание поля остаточных напряжений в результате наплавки и заварки дефектов, что увеличивает коэффициент асимметрии цикла нагружения и приводит к снижению ресурса за счет изменения характеристик трещиностойкости; с увеличением коэффициента асимметрии цикла нагружения увеличивается скорость роста трещины при заданном размахе коэффициента интенсивности напряжений и уменьшается пороговое значение, определяющее возможность распространения трещины;

- трансформации геометрии проточной части (изменение зазоров между вращающимися и неподвижными частями ГА, толщин элементов за счет механической обработки при ремонте и/или восстановлении поврежденных деталей выборка металла или заварки повреждений и т.п). что приводит к изменению и перераспределению внешних нагрузок и соответствующих внутренних напряжений, т.е может влиять на ресурсные характеристики ГА как в лучшую, так и в худшую стороны [1].

1.2 Надежность гидротурбинного оборудования

Вопросам надежности энергетического оборудования уделяется сегодня повышенное внимание во всем мире, что объясняется, прежде всего, экономическими соображениями. Надежность оборудования закладывается при его проектировании и монтаже, а в процессе эксплуатации надежность только расходуется и восстанавливается (не всегда полностью) при ремонтах.

Экономическая эффективность создаваемых энергетических машин реализуется, в основном, не в сфере производства, а в сфере эксплуатации.

Повышение надежности и долговечности машин, и энергетических, в частности, является одной из важнейших задач человеческого общества. Для гидротурбин актуальность этой проблемы тем более очевидна, что моральное старение оборудования замедляется с годами. Действительно, по уровню гидравлического КПД и кавитационным качествам гидротурбины уже достигли в ряде случаев своих предельных значений, и поэтому необходимость их замены будет диктоваться, в основном, соображениями повышения надежности гидромашин.

Понятие “надежность гидроагрегата” может трактоваться в широком и узком смысле.

Ориентируясь на терминологию Академии Наук [14] под “надежностью гидроагрегата” в широком смысле понимается его способность работать в режимах, предусмотренных техническими условиями, без снижения эксплуатационных показателей. Такая трактовка вполне понятна, когда речь идет о надежности действующего оборудования в текущем (настоящем) времени. Надежность связывается здесь со стабильностью эксплуатационных характеристик, в качестве которых могут выступать для гидротурбины уровень КПД, вибрации опорных узлов, биения вала и т.д. Важность непрерывного контроля указанных параметров для обнаружения дефектов на ранней стадии их развития, предупреждения аварийных ситуаций, обоснованного вывода оборудования в ремонт не вызывает сомнений, и такой контроль находит свое воплощение в современных системах мониторинга и диагностики. Однако ухудшение эксплуатационных характеристик гидроагрегата является показателем ущерба от снижения надежности, но не может служить количественной мерой надежности. В качестве меры надежности должны выступать вероятностные оценки ухудшения эксплуатационных показателей турбин в процессе их работы, построение которых на сегодняшнем уровне знаний невозможно.

Действительно, опыт эксплуатации свидетельствует [15,16], что фактические характеристики гидротурбин одной и той же ГЭС могут значительно различаться между собой. Ситуации здесь возникают самые разнообразные. Один агрегат имеет, например, повышенный уровень вибраций опорных узлов, другой - эксплуатируется с кавитационными ограничениями мощности, на третьем - отмечается сниженный уровень КПД из-за эрозионных разрушений проточного тракта, четвертый - переведен в пропеллерный режим и

так далее. Иначе говоря, в эксплуатационных характеристиках машин имеют место те или иные отклонения, и поэтому они не обладают должной надежностью в приведенной выше широкой трактовке этого понятия. Но общим во всех перечисленных случаях является то, что все гидротурбины выполняют свою главную функцию - участвуют в покрытии графика электропотребления.

Исходя из последней основной функции, под “надежностью гидроагрегата” в узком смысле понимается его вероятностная способность работать в требуемых энергосистемой режимах. В такой постановке вопроса не учитывается, что отдельные машины могут выдавать требуемую энергосистеме мощность с низким уровнем КПД, высоким уровнем вибраций и даже иметь ограничения номинальной мощности.

Нахождение количественных показателей надежности основано на статистической информации, получаемой из опыта эксплуатации действующего оборудования. Опыт эксплуатации действующих гидроагрегатов является громадным по объему экспериментом с реальными условиями работы оборудования, который не может быть проведен ни в одной лаборатории. В этом опыте находят свое отражение все определяющие надежность гидроагрегата факторы: проектирование, изготовление, монтаж, условия эксплуатации и ремонта. Ретроспективные данные опыта эксплуатации действующего оборудования используются для определения характеристик надежности двух видов: комплексных (обобщающих) показателей, описывающих в целом надежность того или иного типа оборудования, и характеристик надежности отдельных элементов и узлов машин [17].

1.3 Проблема обеспечения надежности гидроагрегатов

Одной из основных проблем при проектировании гидротурбин является обеспечение их прочности и надежности в условиях продолжительной работы под действием гидростатического и многоциклового динамического нагружения. Исчерпание ресурса многих гидротурбин требует решения вопроса о продлении срока службы отдельных элементов конструкций проточной части при модернизации гидравлических машин или замене морально и физически устаревшего оборудования при повышении их мощности и эксплуатационной надежности. Это требует высокоточных, оперативных методик и программ для исследования прочности и динамики элементов конструкций гидротурбин при разных режимах эксплуатации.

Несмотря на значительные достижения в исследовании прочности циклически симметричных металлоконструкций, исследование их надежности остается актуальным. Эти конструкции характеризуются сложной пространственной геометрией, условиями закрепления, а также большим спектром воспринимаемых нагрузок.

Ответственными узлами, определяющими надежную работу гидроагрегата, являются фланцевые соединения, в частности, силовое крепление фланца крышки к статору гидротурбины или гидромашины с помощью шпилек.

Повышение эксплуатационной надежности фланцевых соединений требует высокоточных и оперативных методик и программ для исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) и динамики узлов конструкций гидроагрегатов при разных режимах эксплуатации. Это позволит при проектировании повысить надежность конструкции крышки и фланцевого соединения.

Необходимо отметить, что для решения данной проблемы эффективен комплексный экспериментально-теоретический подход, включающий в себя как значительный объем экспериментальных исследований (анализ эксплуатационной и ремонтной документации, контроль состояния металла, анализ наработки гидротурбины в разных режимах, исследование вибрационного состояния и т.п.), так и разработку современных высокоточных методик определения статического НДС и динамики конструкций гидротурбин, основанных на учете их реальной геометрии, условий закрепления и нагружения [18].

1.4 Разрушение деталей машин от усталости

Крепеж, например, в виде шпилек, болтов, гаек, предназначенный для крепления деталей различных конструкций и машин, занимает важное место в обеспечении их надежной и долговечной эксплуатации. Особую актуальность эта проблема приобрела после случившейся в 2009 г. аварии на Саяно-Шушенской ГЭС, где при разрушении шпилек была сорвана крышка гидроагрегата № 2.

Согласно экспертизе, выполненной ОАО «ЦНИИТМАШ», было установлено, что разрушенные шпильки М80 были изготовлены из углеродистой стали 35, а их излом имел характер усталостного разрушения [19].

Известно, что многократные циклические нагрузки приводят к разрушению деталей машин и элементов конструкций при напряжении, уровень которых значительно меньше напряжений, которые разрушают металл в случае однократного нагружения. Разрушение может наступать при напряжениях ниже не только предела текучести, но и ниже предела упругости. Это явление называется усталостью металлов.

Усталость металлов проявляет себя в возникновении микротрещин в местах концентрации напряжений, а именно - на поверхности или в приповерхностном слое возле следов обработки инструментом, в местах резкого изменения сечения или возле других концентраторов. Трещины усталости появляются постепенно и распространяются с небольшой скоростью вглубь детали, пока ее сечение не уменьшается до критической величины, после чего наступает хрупкий долом изделия.

В зависимости от характера повторно-переменных нагрузок циклы напряжения разделяют на знакопеременный симметричный, знакопеременный асимметричный, пульсирующий и знакопостоянный (рисунок 1.2). Цикл

характеризуется максимальным напряжением ($\sigma_a=(\sigma_{\max}-\sigma_{\min})/2$), средним напряжением ($\sigma_r=(\sigma_{\max}+\sigma_{\min})/2$) и коэффициентом асимметрии ($R=\sigma_{\min}/\sigma_{\max}$).

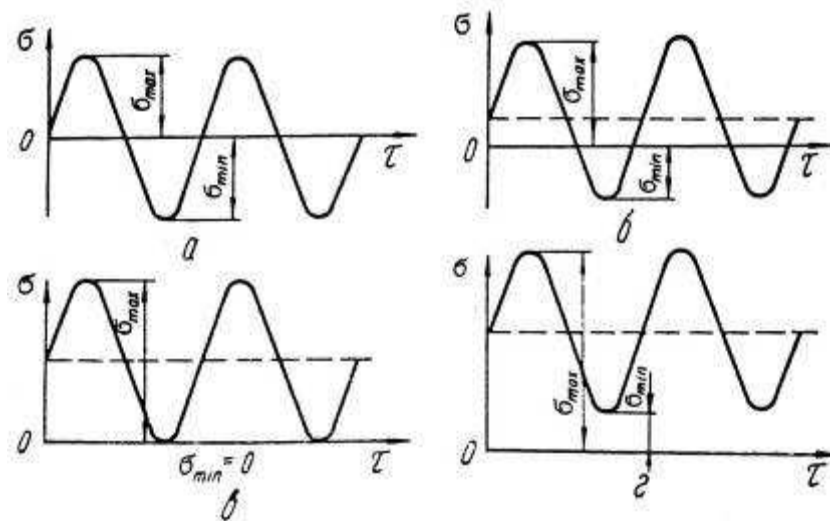


Рисунок 1.2 - Характер повторно-переменных нагрузок при испытании на усталость:

а - знакопеременный симметричный, б - знакопеременный асимметричный, в - пульсирующий, г – знакопостоянный.

Сопротивление металлов усталостному разрушению характеризуется **пределом выносливости**. Пределом выносливости называют наибольшее напряжение цикла, которое выдерживает металл без разрушения при любом количестве циклов. Предел выносливости определяют при испытаниях с определенной асимметрией цикла и обозначают σ_R . Наиболее частое испытание на усталость проводят при знакопеременном симметричном цикле ($R = -1$), поэтому для обозначения предела выносливости применяют обозначение σ_{-1} .

Предел выносливости находят по диаграммам, которые строят в координатах “ $\sigma - N$ ” (где N - число циклов) (рисунок 1.3). Пределу выносливости соответствует напряжение цикла, при котором кривая выходит на горизонталь (в этом случае находят **физический предел выносливости**).

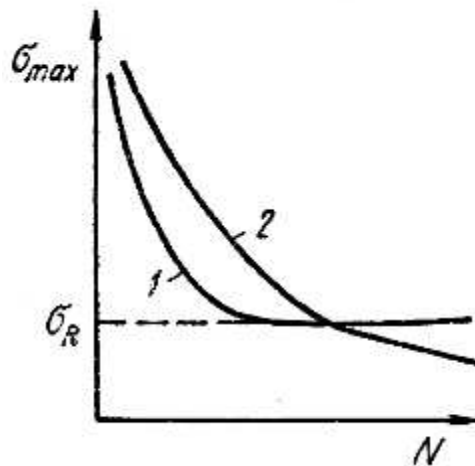


Рисунок 1.3 - Кривые выносливости:
1 - для сталей (физический предел выносливости), 2 - для цветных сплавов.

При определении предела выносливости стали ограничиваются 10^7 циклами (это количество циклов называют базой испытаний). Для цветных металлов и сплавов, которые, в основном, не имеют горизонтального участка на кривых усталости (кривая 2 на рисунке 1.3), находят **ограниченный предел выносливости** - наибольшее напряжение цикла, которое выдерживает материал без разрушения при базовом числе циклов. База в этом случае составляет 10^8 циклов.

По кривым усталости находят второй важный критерий - **долговечность при усталости**. Под долговечностью понимают число циклов нагрузки, которое выдерживает материал перед разрушением при определенном напряжении.

Предел выносливости хорошо коррелирует с механическими свойствами металлов. Величина σ_{-1} составляет: $(0,4 \dots 0,6)\sigma_B$ - для сталей, $(0,3 \dots 0,5)\sigma_B$ - для бронз и латуней, $(0,25 \dots 0,4)\sigma_B$ - для алюминиевых сплавов. Аналогично для твердости: $\sigma_{-1} = (0,128 \dots 0,156)HB$ - для углеродных сталей, $(0,168 \dots 0,222)HB$ - для легированных сталей, $0,19HB$ - для алюминиевых сплавов.

По мере повышения числа циклов при любых напряжениях выше предела выносливости в металле последовательно протекают такие процессы: 1) пластическая деформация; 2) зарождение трещин; 3) постепенное развитие некоторых из них с преобладающим распространением главной трещины; 4) быстрое окончательное разрушение.

Процесс усталости начинается с пластической деформации поверхностных слоев детали. Перемещение дислокации в условиях повторно-переменных нагрузок наблюдается даже при напряжениях ниже предела упругости металла. Скорость локальных пластических деформаций при циклическом деформировании на несколько порядков превышает скорость пластической деформации при статической нагрузке. Скольжение дислокаций начинается в зернах с благоприятной ориентацией вблизи концентраторов напряжений. С повышением числа циклов в поверхностных слоях возрастает плотность дислокаций и количество вакансий (рисунок 1.4, а). При достижении базового количества циклов N_R формируется поверхностный упрочненный слой металла

с большим количеством зародышевых трещин, размер которых не достиг критического (рисунок 1.4, б). Повышение количества циклов не может вызвать дальнейшего развития разрушения в таком слое. И лишь, когда напряжения превышают предел выносливости, трещины достигают критической длины (рисунок 1.5, в), после чего начинается процесс их слияния в магистральную трещину (рисунок 1.5, г) и распространение последней.

Существует теория, в соответствии с которой зародышами трещин усталости являются поверхностные впадины, образованные за счет выхода краевых дислокаций на поверхность зерна. За полный цикл нагрузки два источника дислокаций (M_1 и M_2) генерируют дислокации противоположных знаков, перемещение которых к поверхности образует впадину и выступ (рисунок 1.5). По мере повышения числа циклов высота впадин и выступов возрастает. Другая возможная схема образования выступов и впадин связана с круговым перемещением винтовой дислокации и ее выходом на поверхность.

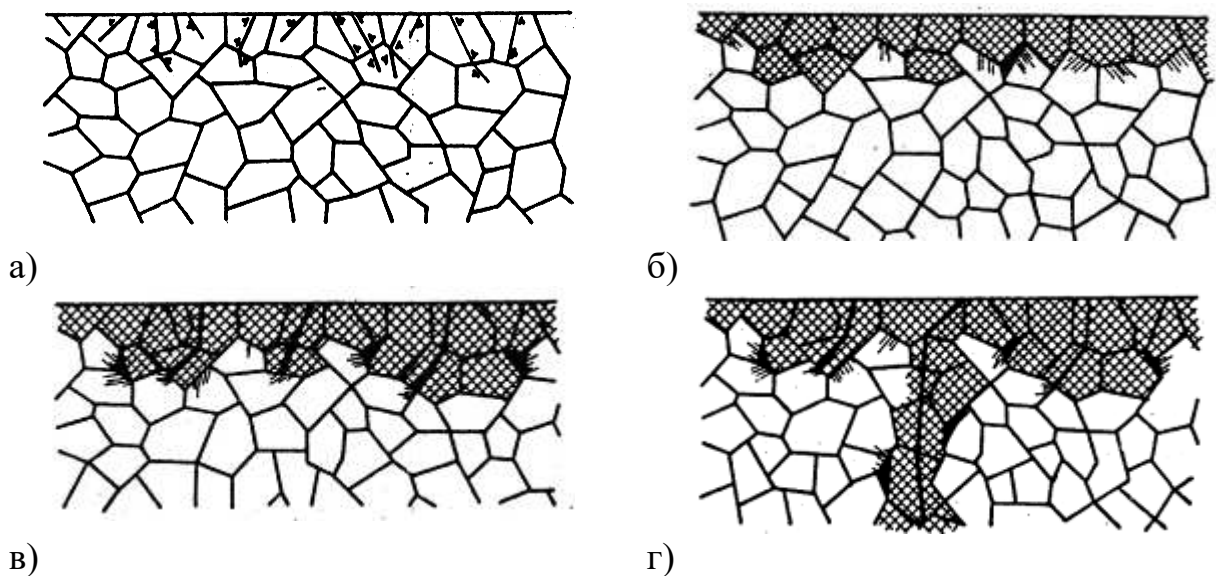


Рисунок 1.4 - Стадии образования упрочненного слоя и развития процесса разрушения при усталости.

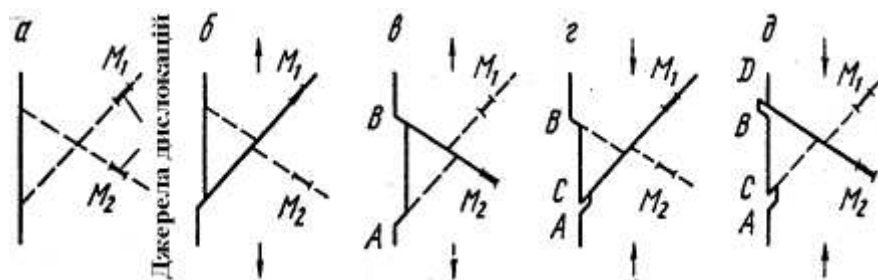


Рисунок 1.5 - Схема образования поверхностных концентраторов напряжений за счет скольжения дислокаций.

Процесс образования трещин усталости занимает лишь 5-10 % общего времени эксплуатации детали до окончательного разрушения. Все остальное

время приходится на зарождение и постепенное подрастание трещин, большинство из которых со временем прекращают свое развитие (вследствие упрочнения металла в местах сконцентрированных напряжений возле вершин трещины). Дальнейшее развитие получают только те трещины, которые имеют достаточно большую длину и острую вершину. Одна из них и приводит к окончательному разрушению детали.

Усталостный излом всегда имеет характерные “зону очага”, “пятно усталости” и зону долома (рисунок 1.6). Пятно усталости (гладкий, притертый участок поверхности) представляет собой место постепенного перемещения магистральной трещины. Поверхность этого пятна состоит из большого количества параллельных бороздок, которые отображают цикличность распространения трещины, скачкообразный характер ее подрастания.

Зона долома, как правило, имеет кристаллическую поверхность, характерную для хрупкого разрушения при статических испытаниях. В очень пластичных материалах для зоны долома характерно волокнистое строение.

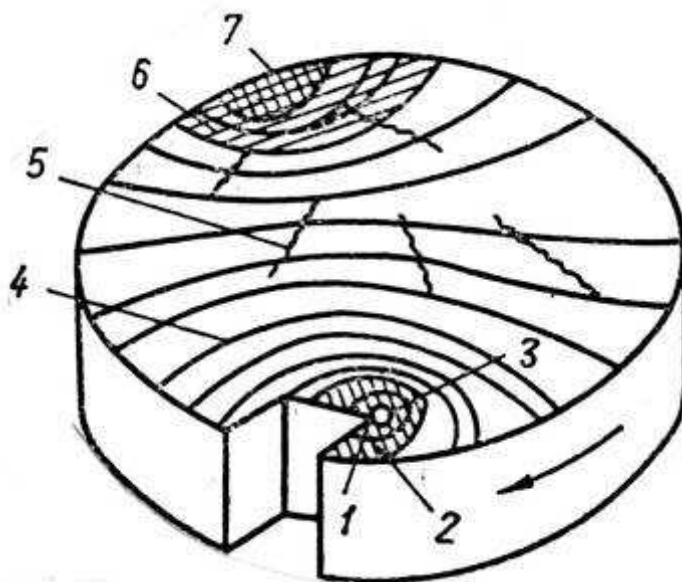


Рисунок 1.6 - Схема макростроения усталостного излома:

1 - ячейка, 2 – приочаговая зона, 3 - первичные ступеньки сброса, 4 - линии усталости, 5 - вторичные ступеньки сброса, 6 - переходная зона, 7 - зона долома.

1.5 Влияние разных факторов на сопротивление материалов усталости

Поскольку усталостные трещины возникают в поверхностных слоях изделий, состояние и свойства этих слоев играют очень важную роль с точки зрения обеспечения надежности эксплуатации деталей, узлов и конструкций в целом.

Металл поверхностных слоев при циклических деформациях находится в наиболее трудных условиях нагружения, поскольку на поверхности напряжения цикла достигают своего максимума. Эти напряжения многократно увеличиваются в местах надрезов (концентраторов напряжений): риск,

технологической шероховатости, следов от инструмента. Концентраторами напряжений, также, являются элементы конструкции детали - пазы, выточки, отверстия, места перехода от одного сечения к другому и т.п. Установлено, что значительное влияние на сопротивление металлов усталости оказывают те способы механической обработки и поверхностного упрочнения, которые приводят к изменению микрогеометрии (шероховатости) поверхности.

Получение высокой циклической прочности становится возможным в том случае, когда поверхностные слои обладают максимальным сопротивлением деформации: это усложняет зарождение усталостных трещин на поверхности. В связи с этим необходимо широко использовать высокопрочные легированные стали и технологии поверхностного и объемного упрочнения. Однако для достижения **высокой живучести** (способности детали не разрушаться при наличии усталостной трещины) наиболее пригодной является пластичная и вязкая структура. Скорость распространения усталостной трещины значительно снижается, если напряжения в голове трещины релаксируют за счет пластической деформации прилегающих объемов металла.

Таким образом, предел выносливости зависит не только от статической прочности металла, но и от его пластичности (вязкости). Это положение иллюстрируется рисунком 1.7, на котором изображена зависимость предела выносливости среднеуглеродистой стали с разной структурой в зависимости от ее предела прочности. Как видно из этого рисунка, прямо пропорциональная зависимость между σ_B и σ_{-1} фиксируется лишь для ферритно-перлитной и сорбитной структур с пределом прочности не выше 1200 н/мм². При $\sigma_B=1200\dots1800$ н/мм² предел выносливости продолжает возрастать, хотя и не столь интенсивно. Начиная с 1800 н/мм², увеличение предела прочности уже сопровождается снижением σ_{-1} .

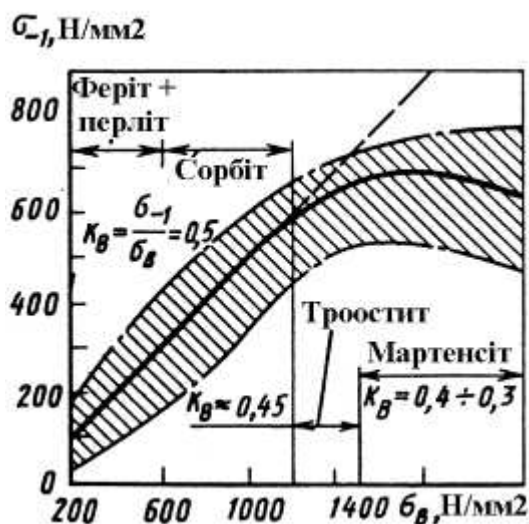


Рисунок 1.7 - Влияние типа структуры стали на ее предел выносливости.

Наиболее высокой живучестью обладают стали со структурой сорбита отпуска. Это обусловлено низкой скоростью роста усталостной трещины в связи с высокой пластичностью металла и наличием развитой субструктуры ферритной фазы сорбита. Дислокационные стенки, разделяющие ферритные зерна, служат барьерами на пути усталостной трещины, которая в связи с этим принужденная сменять свое направление, развиваться зигзагообразно и тратить больше энергии и времени на подрастание. Кроме того, сталь после обработки на сорбит отпуска становится малочувствительной к поверхностным концентраторам напряжений и случайных ударных нагрузок.

Сталь, термообработанная на троостит или мартенсит отпуска, имеет более высокий σ_{-1} , но ее значительное сопротивление образованию усталостных трещин нейтрализуется повышенной чувствительностью к качеству поверхности. Вдобавок, высокопрочные стали характеризуются низким сопротивлением развитию трещин.

Таким образом, условия эксплуатации требуют особого сочетания высокого сопротивления образованию усталостных трещин и высокого сопротивления ее распространению, что практически невозможно обеспечить в каком-то материале, используя лишь легирование и термическую обработку. Эту задачу решают применением поверхностных упрочняющих технологий (поверхностная пластическая деформация, ХТО, поверхностная закалка) к мало- или среднеуглеродистым сталям, обработанным на структуру сорбита отпуска. В результате получают детали с прочной поверхностью и вязкой, пластичной сердцевиной. При поверхностном упрочнении используются два механизма повышения циклической долговечности, а именно: происходит рост сопротивления деформации поверхностных слоев металла и возникают остаточные напряжения сжатия, препятствующие зарождению и развитию усталостных трещин. Суммируясь с внешними напряжениями, сжимающие напряжения снижают уровень опасных растягивающих напряжений на поверхности.

Эффективность применения методов поверхностного упрочнения возрастает с повышением концентрации напряжений. Наиболее эффективным является комбинирование разных методов упрочнения (ХТО, закалка ТВЧ) с поверхностным деформированием, поскольку последнее дополнительно (на 10...20 %) повышает твердость поверхностных слоев и уровень остаточных напряжений сжатия.

Трение и изнашивание контактирующих деталей оказывают основное влияние на состояние их поверхностных слоев. Поскольку усталостное разрушение начинается именно с поверхности, то становится очевидным, что условия трения определяют не только износостойкость, но и сопротивление материалов усталости. С одной стороны, трение повышает чистоту поверхности, сглаживает микрорельеф, упрочняет металл, что положительно влияет на циклическую долговечность, а с другой стороны, вследствие тяжелых условий трения на поверхности могут возникать дефекты, ускоряющие усталостное разрушение.

Известно, что окислительный и тепловой виды изнашивания повышают σ_1 за счет выглаживания и упрочнения поверхности. Абразивное изнашивание не вызывает существенное падение сопротивления усталости. Это связано с тем, что групповые царапины от абразивных частиц менее опасны чем глубокие единичные царапины.

Наибольшую опасность с точки зрения влияния на усталость оказывает схватывание 1-го рода, а точнее - его результаты в виде вырывов, борозд, микротрещин. Интересно, что схватывание 2-го рода в этом смысле менее опасно, несмотря на довольно значительные повреждения поверхности. Очевидно, это связано с тем, что схватывание 2-го рода сопровождается существенным повышением температуры в зоне трения, вследствие чего поверхность пластифицируется, и пластическая деформация (наклеп) распространяется на довольно большую глубину от поверхности, упрочняя достаточно толстый слой металла.

Поскольку окисные пленки оказывают экранирующее действие по отношению к молекулам ПАВ, они препятствуют развитию процесса адсорбционной усталости.

Следует отметить, что большинство технологий поверхностного упрочнения положительно влияют как на износостойкость деталей, так и на их циклическую долговечность. Исключениями при этом являются гальванические покрытия и металлизация напылением [20].

1.6 Состояние вопроса актуальности разрушений крепежных элементов

До последнего времени разрушение крепежа крышек турбин рассматривалось только на высоконапорных радиально осевых турбинах (Саяно-Шушенская, Нурекская ГЭС). Дальнейшее изучение проблемы установило, что разрушение крепежа встречается и на поворотлопастных турбинах. Так, при капитальном ремонте в 2011 г. агрегата Уч-Курганской ГЭС (номинальная мощность турбины $N_T = 45$ МВт при расчетном напоре $H = 25,8$ м) было обнаружено 26 разрушенных шпилек из 72. Большая авария с отрывом крышки ПЛ турбины (станционный номер 1) произошла 10 марта 1992 г. на ГЭС «Гранд Рэпидс» (Канада). Затаплины были и другие три агрегата. Степень разрушений на станции была весьма значительной.

Для определения динамических напряжений в шпильках при штатных режимах эксплуатации и пусках агрегата были проведены специальные прочностные исследования. Датчики деформации устанавливались на нескольких новых шпильках агрегатов 2 и 4. Данные прочностных испытаний не приводятся, но сообщается, что уровень динамических напряжений был очень низким на большей части эксплуатационных режимов (не превышал 70 кг/см²). Наиболее значительные динамические напряжения возникали при пуске и останове гидроагрегатов, достигая приблизительно 350 кг/см².

Полное количество пусков-остановов с начала эксплуатации гидроагрегата 1 составило около 50000. По мнению расследовавшей аварию комиссии, это не является большим числом циклов и в сочетании с низким уровнем напряжении не могло привести к аварии.

Независимые консультанты согласились с выводами металлургов и пришли к выводу, что авария не являлась следствием необычных условий эксплуатации. Они также подтвердили, что усталостные разрушения шпилек могли произойти в первый период эксплуатации агрегата из-за вибраций статорных колонн. В результате произошло ослабление всей системы крепления крышки. Впоследствии, в ходе нормальной эксплуатации, несквозные трещины росли с невысокой скоростью, пока их количество не достигло критического значения.

Опыт эксплуатации показывает, что повреждения крепежа крышек гидротурбин сводятся к двум факторам:

- ослаблению затяга крепежа под действием вибрационных нагрузок;
- усталостному разрушению самих шпилек.

Сегодня (после катастрофы на Саяно-Шушенской ГЭС) основное внимание уделяется определению технического состояния самих шпилек. Оценка их работоспособности осуществляется, как правило, ультразвуковой дефектоскопией. При обнаружении шпилек с признаками трещин производится полная замена крепежа. Первому фактору (ослаблению крепежа) уделяется значительно меньше внимания. Вместе с тем, ослабление крепежа провоцирует увеличение динамических нагрузок на шпильки и ускоряет их усталостное разрушение. Процесс разрушения шпилек начинается с ослабления крепежа крышки турбины. Отсюда понятна необходимость организации постоянного контроля за состоянием крепежа. Предлагаемый ЦКТИ способ оценки состояния крепежа крышки турбины основан на сравнении вибраций крышки турбины с вибрацией рядом расположенной шпильки. При нормальном затяге разница в вибрациях крышки и шпильки должна отсутствовать или быть незначительной (шпилька работает с крышкой как единое целое). В противном случае вибрации крышки и шпильки будут различаться тем значительнее, чем больше ослабление крепежа (недостаточная зажатость шпильки).

При ослаблении крепежа вибрации крышки турбины должны быть больше вибрации рядом расположенной шпильки. Однако, как показала опытная проверка этого положения, на одном из агрегатов Саяно-Шушенской ГЭС оно не всегда верно. Все зависит от конструктивной схемы агрегата. Если осевое гидравлическое усилие и вес вращающихся частей агрегата передаются не на крышку турбины, а на несущую крестовину, то сформулированное ЦКТИ положение является справедливым (пример — Нурекская ГЭС). Но если осевое усилие от воды и веса вращающихся частей передается на крышку турбины, то картина становится иной.

Объяснение данному факту следующее. Под действием высокочастотных гидродинамических нагрузок произошло ослабление крепежа крышки турбины. Если крышка не была пригружена осевой гидравлической нагрузкой и весом

вращающихся частей, то вибрации крышки были бы больше, чем шпилек. Однако в данном случае крышка турбины лишена свободы перемещения, а шпильки при ослабленном затяге работают самостоятельно как индикаторы действующих со стороны потока гидродинамических нагрузок. Следовательно, при опоре подпятника на крышку турбины диагностическим признаком ослабления крепежа может быть превышение вибраций шпилек над вибрацией крышки в местах установки этих шпилек [20].

2 Вопросы воздействия внешних факторов на работу агрегата

2.1 Воздействие внешних сил на гидроагрегат

В последние годы, в связи с обострившейся конкуренцией на рынке энергетического оборудования, резко возрос уровень требований к его эффективности и надежности. Кроме того, на ряде ГЭС, проработавших более 35 лет, энергетические показатели не соответствуют современному уровню. Возникшая проблема решается путем реконструкции и замены физически изношенного и морально устаревшего оборудования.

Особое внимание уделяется несущим конструкциям и рабочим колесам (РК) турбины, которые находятся под динамическим воздействием потока воды. К несущим конструкциям относится крышка турбины. Крышка гидротурбины представляет собой пространственную конструкцию, состоящую из тонкостенных тел вращения (обечаек), подкрепленных системой часто расположенных ребер - меридиональных многосвязных пластин. Она не только ограничивает сверху проточную часть турбины, но и является несущей конструкцией, воспринимающей значительные нагрузки от массовых сил и гидродинамического давления, а также от радиальной нагрузки со стороны ротора турбины. Крепление ее к статору осуществляется большим количеством вибростойких болтов с контролируемой затяжкой.

Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины состоит из ступицы, обода и системы лопастей. Ступица и обод являются телами вращения, лопасти - оболочки переменной толщины. Рабочее колесо крепится к валу болтами, которые расположены вдоль окружности на ступице.

Основное требование при проектировании крышки и РК турбин - обеспечение прочности и жесткости при минимальной металлоемкости [22].

Авторы работы [23] показали, что предотвращение повреждений шпилек крепления крышки турбин ГЭС до настоящего времени актуальна как для высоконапорных радиально-осевых турбин (Саяно-Шушенская, Нурекская ГЭС), так и для низконапорных (Уч-Курганская ГЭС, ГЭС "Гранд Рэ-пидс"). Данные ряда аварий позволили выделить причины, в силу которых шпильки оказываются наиболее слабым звеном в конструкции: ослабление предварительного натяжения под влиянием вибрации агрегата и зарождение, и развитие трещин в контактной зоне [23]. Большое внимание усталости шпилек уделялось при анализе причин аварии на гидроагрегате Саяно-Шушенской ГЭС [24]. Ознакомление с указанными работами позволяет утверждать, что выявлены не все технические факторы, вызвавшие трещинообразование в шпильках, и уроки аварии являются не полными и не позволяют уверенно и своевременно предотвратить подобные аварии на других ГЭС.

В работе [25] выполнен конечно-элементный анализ шпильки диаметром 56 мм как центрально нагруженного элемента. Получено [26], что в резьбовой части шпильки наибольшие напряжения возникают во впадинах резьбы. Витки нагружены неодинаково, наибольшие усилия имеют место на начальных витках

резьбовых соединений шпильки со статором и крышкой. В работе [25] указывается, что это явление не опасно при статическом растяжении пластичной стали. При переменной нагрузке в таких зонах зарождается усталостная трещина. То же происходит в малопластичных сталях, склонных к хрупкому, а также замедленному разрушениям.

2.2 Методические вопросы определения осевой силы в гидротурбинах

В результате увеличения используемых напоров, мощностей и размеров гидроагрегатов повышается требование к точности и обоснованности определения нагрузок, необходимых для расчета на прочность спиралей, статоров, направляющих аппаратов, рабочих колес, валов, элементов отсасывающей трубы и опорных частей гидроагрегата. Для расчета нагрузок необходимо знать распределение давлений в проточной части гидротурбины. Эти данные требуются также при оценке кавитационных качеств проточной части, определении возможных зон нарушения сплошности течения и для определения протечек через лабиринтные уплотнения рабочих колес.

Методика расчета осевых сил, описанная в литературе [27], базировалась на ограниченном экспериментальном материале, что не позволяло провести его обоснованную систематизацию. В последнее время накоплен большой теоретический и экспериментальный материал по исследованию давлений и скоростей в элементах проточной части. Проведены исследования осевой силы на моделях гидротурбин и в натуральных условиях для нерасчетных и переходных режимов.

Распределение давления в проточной части гидротурбин зависит от большого числа факторов, связанных с конструкцией рабочего колеса (быстроходностью) и режимом работы. Отсутствие систематизации, базирующейся на теории размерности [28], не позволяло рассчитать с необходимой точностью давление и осевую силу для вновь проектируемых рабочих колес и требовались трудоемкие экспериментальные исследования для каждого варианта.

Разработанная авторами методика [29] расчета давлений в проточной части гидротурбины основывается на обобщении данных измерений на модельных и натуральных турбинах различной быстроходности. Средние скорости определяются по известному расходу и углу между абсолютной скоростью и ее окружной составляющей, а давление — по уравнению Бернулли с учетом экспериментальных безразмерных коэффициентов.

Принимая, что давление в проточной части гидротурбины (скорость) определяется четырьмя размерными параметрами — расходом Q , закруткой потока $v_u R$, высотой направляющего аппарата b_0 , характерным размером рабочего колеса D_1 получаем, что безразмерный коэффициент давления (скорости) зависит от двух безразмерных параметров — величины, равной или пропорциональной котангенсу угла между абсолютной скоростью и окружным направлением, к относительного характерного размера b_0/D_1 (рисунок 2.1).

$$\alpha_2 = \frac{Fh_2 \int \frac{P}{\gamma} dF}{\frac{v_m^2 c p}{2g} Fk_2} = f(\Omega); \quad (4)$$

где H — напор турбины;

p_i/γ — давление, приведенное к уровню нижнего бьефа;

v_{mcc} — средняя меридианная составляющая абсолютной скорости;

Ω — величина, пропорциональная котангенсу среднего угла на выходе рабочего колеса между абсолютной скоростью и окружным направлением. и в соответствии с основным уравнением для гидротурбин.

$$\Omega = \frac{(v_u R)_{\text{вых}} D_3}{Q}, \quad (5)$$

где D_3 — диаметр рабочего колеса на выходе.

Давление в зазоре между вращающейся и неподвижной стенками (крышкой рабочего колеса и верхним ободом) зависит от отношения угловой скорости вращения жидкости в зазоре $\omega_{\text{ж}}$ к угловой скорости вращения рабочего колеса ω_3 .

$$K = \frac{\omega_{\text{ж}}}{\omega_3} = \frac{1}{\omega_3} \sqrt{\frac{2g \cdot \frac{P_i - P_{i+1}}{\gamma}}{r_i^2 - r_{i+1}^2}}. \quad (6)$$

Коэффициент K в соответствии с теорией размерности зависит от отношения расходной составляющей скорости в зазоре v_r к окружной скорости u рабочего колеса, а также от отношения текущего значения радиуса r к его характерному значению R [30]. В первом приближении коэффициент K можно считать постоянным и равным 0.5—0.6. Давление в зазоре, кроме того, зависит от конструкции лабиринтных уплотнений и разгрузочных отверстий.

Перепад давления в разгрузочных отверстиях определяется их сопротивлением. Экспериментальные исследования [31] показывают, что коэффициент сопротивления вращающихся разгрузочных отверстий ζ_p , равный отношению перепада давлений $\Delta p_p/\gamma$ до и после разгрузки к кинетической энергии относительной скорости в отверстии $v_{cp}^2/2g$, зависит от отношения переносной скорости в разгрузочном отверстии v_{mp} к относительной t . е.

$$\zeta_p = \frac{\frac{\Delta p_t}{\gamma}}{\frac{v_{mp}^2}{2g}} = f\left(\frac{u_p}{v_{mp}}\right). \quad (7)$$

Разделяя потери энергии в разгрузочном отверстии на потери входа, связанные с изменением относительной скорости от $(u_p - v_{mp})$ при входе в отверстие до v_{mp} в отверстии и выходные потери [32] получаем, пренебрегая потерями на трение,

$$\frac{\Delta p_p}{\gamma} = C_1 \frac{(u_p - v_{up})}{2g} + C_2 \frac{v_{mp}^2}{2g} + C_3 \frac{v_{mp}^2}{2g}. \quad (8)$$

Откуда

$$\zeta_p = C_1 \left(\frac{u_p}{v_{mp}}\right)^2 \cdot \left(1 - \frac{v_{up}}{u_p}\right) + C_2 + C_3. \quad (9)$$

Учитывая, что $v_{up}/u_p \approx \text{const}$, $C_2=0.5$; $C_3 = 1$ [32], коэффициент потерь разгрузочного отверстия

$$\zeta_p = C_1 \left(\frac{u_p}{v_{mp}}\right)^2 + 1.5. \quad (10)$$

Анализ экспериментальных данных распределения давления между крышкой и верхним ободом рабочего колеса показывает, что коэффициент $C_1 = 0.8 \dots 1$. Таким образом, перепад давления в разгрузочном отверстии

$$\frac{\Delta p_p}{\gamma} = C_1 \cdot \frac{u_p^2}{2g} + 1.5 \cdot \frac{v_{mp}^2}{2g}. \quad (11)$$

Для систематизации данных в соответствии с изложенной методикой было проведено экспериментальное и расчетное исследование давлений и зондирование потока в рабочих колесах различной быстроходности ($n_g=150—350$). Полученные значения безразмерных величин a_i , α_i , K построены в зависимости от коэффициента быстроходности и величин, определяющих режим работы гидротурбины ($\text{ctg}\delta_0$, Ω). С помощью этих коэффициентов давление в точках на входе рабочего колеса определяется по формуле

$$\frac{p}{\gamma} = H + z_{ex} - a_{ies} \frac{1}{2g} \left(\frac{Q}{F_1}\right)^2, \quad (12)$$

а на выходе из рабочего колеса

$$\frac{p}{\gamma} = z_{\text{вых}} - a_{\text{исвы}} \frac{1}{2g} \left(\frac{Q}{F_2} \right)^2, \quad (13)$$

где Q — расход;

F_1, F_2 — площади на входе колеса и его выходе;

$z_{\text{вх}}, z_{\text{вых}}$ — расстояние от точки замера до уровня нижнего бьефа.

Для определения давлений должны быть известны напор и мощность турбины, высота отсасывания, углы на выходе из спирали и статора и данные энергетических испытаний модели турбины (универсальная характеристика).

Осевое усилие, действующее на рабочее колесо, определяется на основании расчета давлений на входе и выходе рабочего колеса, давления на внешние части верхнего и нижнего ободов и применения закона изменения количества движения. Выбор расчетного режима обычно производится из условия обеспечения работоспособности подпятника (максимальное осевое усилие) и обеспечения прочности крышки. При этом следует иметь в виду, что: осевое усилие тем больше, чем больше открытие направляющего аппарата и напор; напряжения в крышке зависят от величины действующего на нее давления и конструктивного исполнения опоры пяты гидроагрегата; давление определяется напором, открытием направляющего аппарата и высотой отсасывания. Обычно осевая сила определяется для расчетного напора и номинальной мощности.

Осевое гидравлическое усилие R , действующее на рабочее колесо, складывается из трех составляющих осевых усилий: R_1 , действующего на внутреннюю полость рабочего колеса; R_2 , действующего на внешнюю часть верхнего обода рабочего колеса; R_3 , действующего на внешнюю часть нижнего обода рабочего колеса, т. е. $R=R_1+ R_2+ R_3$.

Часть осевого усилия R_1 возникает вследствие изменения количества движения при повороте потока в меридианной плоскости (рисунок 2.1):

$$R = \rho \frac{Q^2}{Fh_2} \left(\beta_2 \cos \gamma_2 - \beta_1 \cos \gamma_1 \frac{Fh_2}{Fh_1} \right), \quad (14)$$

где γ_1 — угол между касательной к средней линии тока на входе и направлением, параллельным оси турбины;

γ_2 — угол между касательной к средней линии тока на выходе и тем же направлением.

Коэффициенты β_1 и β_2 зависят от неравномерности меридианного потока на входе и выходе рабочего колеса и получаются из формул осреднения:

$$\beta_1 = \frac{Fh_1 \int \frac{v_m^2}{2g} dF}{\left(\frac{Q}{Fh_1}\right)^2 Fh_1} = f(\operatorname{ctg} \delta_0); \quad (15)$$

$$\beta_2 = \frac{Fh_2 \int \frac{v_m^2}{2g} dF}{\left(\frac{Q}{Fh_2}\right)^2 Fh_2} = f(\Omega). \quad (16)$$

Зависимости этих коэффициентов от режима ($\operatorname{ctg} \delta_0$, Ω) получены на основании обобщения данных зондирования потока и турбинах различной быстроходности. Остальные составляющие осевого усилия определяются по найденным давлениям и площадям на основании уравнений гидростатики.

Погрешность расчета осевой силы определяется точностью определения коэффициентов α_i , β_i , K , C , a_i и приближенностью расчетных схем. Следует иметь в виду, что составляющие осевой силы могут взаимно уравновешиваться. Поэтому при определении погрешности осевой силы нужно определять ее для каждой составляющей отдельно и затем вычислять среднеквадратичную погрешность:

$$\Delta P = \pm \sqrt{(\Delta P_1)^2 + (\Delta P_2)^2 + (\Delta P_3)^2}. \quad (17)$$

Для оценки величины осевой силы при режимах, значительно отличающихся от расчетного, использованы данные по натурным и модельным испытаниям гидротурбин различной быстроходности.

Для выявления общих закономерностей изменения осевой силы при изменении режима работы зависимости даны в относительных величинах. Из рисунка 2.2 приведен график изменения осевой силы \bar{P} от величины открытий a_0 направляющего аппарата.

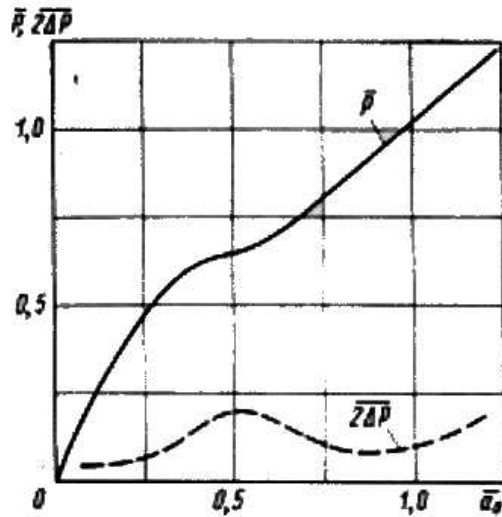


Рисунок 2.2 - Зависимость осевого усилия и пульсации осевой силы от величины открытия направляющего аппарата в нормальном режиме

Осевая сила и открытие отнесены к своим номинальным значениям. Независимо от быстроходности гидротурбин осевая сила увеличивается с увеличением открытия направляющего аппарата. На этом же рисунке дана зависимость относительной двойной амплитуды пульсации осевой силы $\overline{2\Delta P} = \frac{2\Delta P}{P_{ном}}$ от относительного открытия. Максимальная пульсация имеет место при величине открытия $a_0 = 50\% a_{0ном}$ и составляет $\approx 20\%$ от $P_{ном}$. Частота пульсаций равна 0.2...0.3 обратной частоты.

График осевой силы \bar{P} при переходных режимах (пуск, сброс нагрузки) дан в зависимости от времени t отнесенного к периоду $T_{п}$ разгона турбины до номинальной частоты вращения при пуске и периоду $T_{с}$ установления номинальных оборотов при сбросе. Для анализа изменения осевой силы, кроме того, приведены зависимости открытия направляющего аппарата (хода штока сервомотора) от времени $\bar{s} = f\left(\frac{t}{T}\right)$ и частоты вращения от времени $\bar{n} = f\left(\frac{t}{T}\right)$ (рисунок 2.3, 2.4).

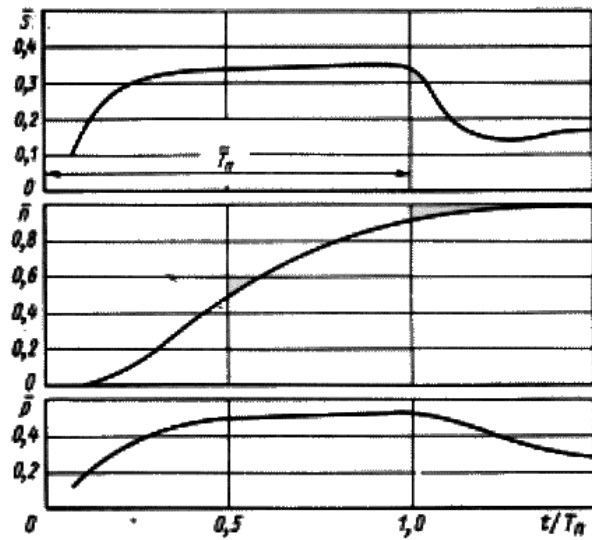


Рисунок 2.3 - Зависимость осевой силы от времени при пуске гидротурбины

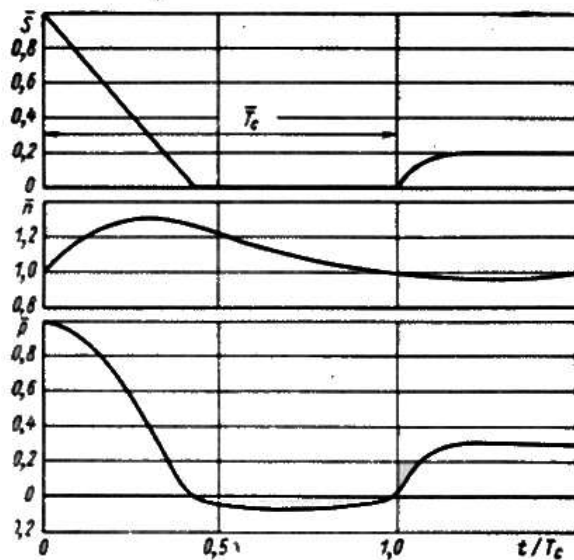


Рисунок 2.4 - Зависимость осевой силы от времени при сбросе нагрузки

3 Влияние осевого усилия на крепежные элементы гидроагрегата

3.1 Осевое усилие

Осевое усилие, действующее на рабочее колесо, определяется на основании расчета давлений на входе и выходе рабочего колеса, давления на внешние части верхнего и нижнего ободов и применения закона изменения количества движения [29]. При этом следует иметь в виду, что осевое усилие возрастает с увеличением открытия направляющего аппарата. [29].

Осевое гидравлическое усилие, действующее на рабочее колесо, складывается из трех составляющих, рисунок 3.1:

- действующего на внутреннюю полость рабочего колеса;
- действующего на внешнюю часть верхнего обода рабочего колеса;
- действующего на внешнюю часть нижнего обода рабочего колеса.

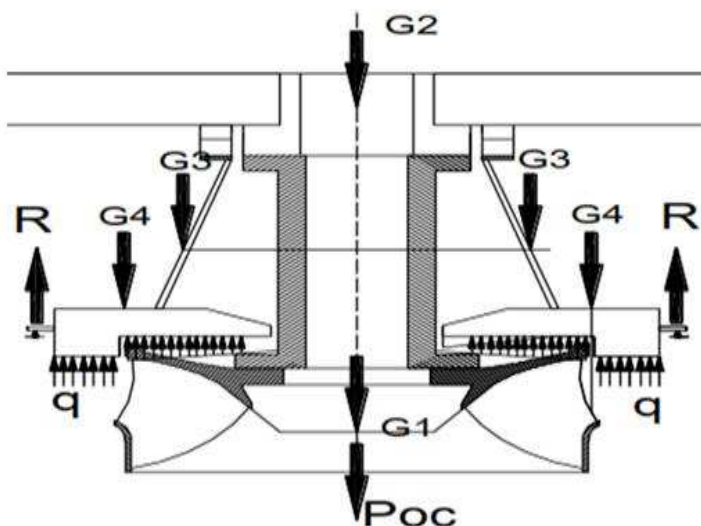


Рисунок 3.1 - Схема распределения сил от гидротурбинного оборудования и давления воды:

$P_{ос}$ - осевая сила на рабочем колесе; $G1$ - вес рабочего колеса и вала;
 $G2$ - вес ротора генератора; $G3$ - вес опоры подпятника;
 $G4$ - вес крышки и деталей направляющего аппарата;
 q - давление воды под крышкой турбины; F - площадь нижней поверхности крышки.

R - результирующее усилие на шпильки:

$$R = \vec{P}_{ос} + (\vec{G1} + \vec{G2}) + \vec{G3} + \vec{G4} + \vec{q} * \vec{F}; \quad (18)$$

Механическая составляющая осевого усилия представляет собой вес вращающихся частей гидроагрегата, а именно рабочего колеса, вала и ротора гидрогенератора.

Суммарное осевое усилие воздействует через сегменты подпятника на опору пяты и далее на крышку турбины (для подвесных агрегатов на

крестовину). Испытываемые крышкой турбины напряжения, распределяются по конструктиву и крепежным элементам. Критерий, определяющий зависимость механической прочности от действующего напряжения, называется жесткостью.

3.2 Используемые системы для оценки параметров

3.2.1 Система контроля динамического состояния силоизмерительных шайб

Системы контроля динамического состояния силоизмерительных шайб СКДС-СИШ предназначены для измерений осевых сил сжатия, действующих на болты, шпильки и подобные им элементы болтовых соединений.

Принцип действия системы основан на преобразовании осевой сжимающей силы, действующей на силоизмерительную шайбу, в изменения резонансных частот радиосигналов, отраженных от пассивных акустоэлектронных чувствительных элементов силоизмерительной шайбы. Диапазон измерений сил сжатия варьируется от 35 до 130 тс, с погрешностью измерений 4%.

Конструктивно система состоит из шкафа пультового, восьми независимых силоизмерительных шайб с шестнадцатью установочными шайбами и модуля термокомпенсационного МТПАВ-30, предназначенного для температурной коррекции показаний силоизмерительных шайб.

При контроле параметров динамического состояния силоизмерительных шайб СШИПАВ СКДС-СИШ обеспечивает:

- проведение преобразования показаний СНИПАВ в соответствии с градуировочной характеристикой;
- проведение температурной коррекции результатов измерений сил;
- проведение среднеарифметического усреднения показаний от чувствительных элементов СИШПАВ;
- отображение значений сил, действующих на СИШПАВ, на дисплее шкафа пультового;
- передачу информации о показаниях СНИЖАВ по интерфейсу Ethernet;
- ввод порогов срабатывания предупредительной сигнализации;
- ввод порогов срабатывания аварийной сигнализации.

3.2.1.1 Устройство и работа системы СКДС-СИШ

При подаче питающего напряжения на шкаф пультовый СКДС-СИШ контроллер управления системы начинает работать согласно установленным параметрам.

В системе есть два типа параметров: заводские параметры (устанавливаемые предприятием-изготовителем перед проведением проверок и упаковки системы); пользовательские параметры (устанавливаемые пользователями системы в процессе ее наладки и эксплуатации).

При установке гайки на шпильку, а также при последующих воздействиях на шпильку через крышку турбины ротора при различных режимах работы турбины сила сжатия (ослабления) передается на СИШПАВ и, соответственно, на ее пьезоэлектрические чувствительные элементы (ПАВ резонаторы). Резонансная частота поверхностных акустических волн (ПАВ) резонаторов увеличивается или уменьшается в зависимости от направления действия сил (сжатия или ослабления соответственно). Считыватель, установленный в шкафу пультовом, последовательно под управлением контроллера СКДС-СИШ через СВЧ-коммутатор каналов подключается к соответствующим СИШПАВ. Зондирующий частотно-модулированный сигнал считывателя по подключаемым кабелям последовательно поступает на соответствующие чувствительные элементы СИШПАВ, которые последовательно переотражают его с максимальной эффективностью на частотах собственного резонанса. Считыватель КОРАТ-01 принимает коммутируемые переизлученные чувствительными элементами СИШПАВ зондирующие сигналы и определяет значения частот собственного резонанса чувствительных элементов. Полученные значения резонансных частот по интерфейсу K.8-232 поступают в контроллер СКДС-СИШ, который проводит температурную компенсацию полученных значений частот, вычисляет значения сил согласно градуировочным характеристикам, выдает эти данные по интерфейсу Ethernet потребителю, а также отображает показания на дисплее шкафа пультового.

3.2.1.2 Описание и работа составных частей системы СИШПАВ

Метод измерения воздействующей на СИШПАВ силы основан на переотражении пассивным пьезоэлектрическим чувствительным элементом (ПАВ резонатором) зондирующего частотно-модулированного сигнала считывателя. Максимальная эффективность переотражения происходит на резонансной частоте чувствительного элемента СИШПАВ, которая прямо пропорциональна воздействующей на СИШПАВ силы сжатия или ослабления. Таким образом, частота переотраженного ответного сигнала СИШПАВ пропорциональна величине, воздействующей на нее силы.

Внешний вид СИШПАВ представлен на рисунке 3.2.

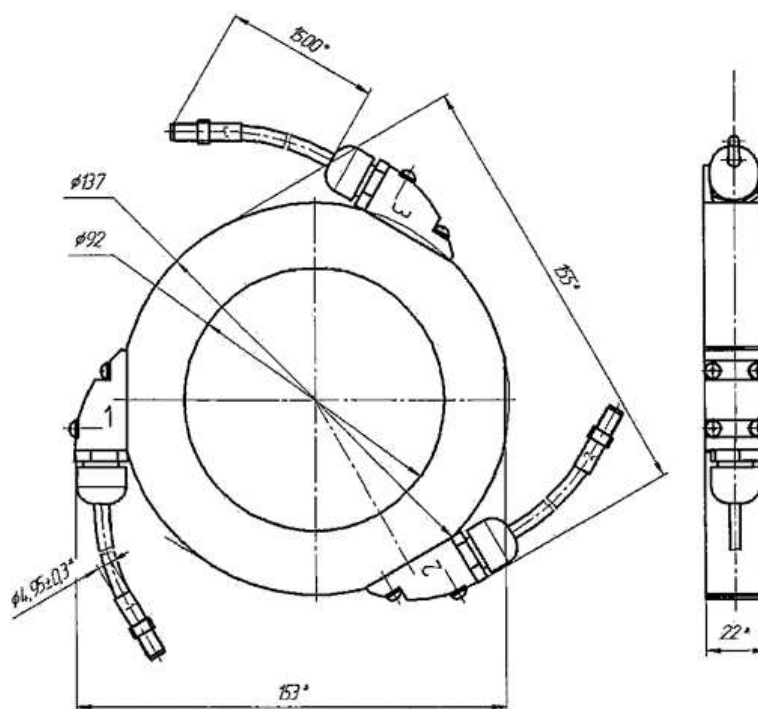


Рисунок 3.2 – Внешний вид СИШПАВ

Сверху и снизу каждой СИШПАВ устанавливаются шайбы ПИЖМ с целью минимизации влияния крутящего момента и неровностей крышки турбины на чувствительные элементы. Взаимное расположение шайб ПИЖМ. и СИШПАВ приведено на рисунке 3.3.

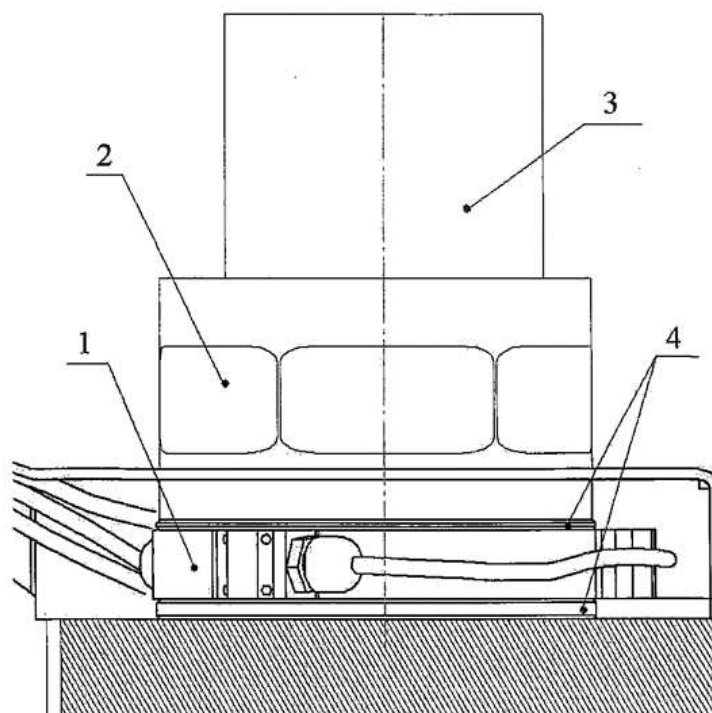


Рисунок 3.3 - Взаимное расположение шайб и СИШПАВ:
1 - СИШПАВ, 2 - Гайка М 90, 3 - Шпилька, 4 - Шайба.

При затягивании гайки сила сжатия передается на СИШПАВ и соответственно на ее пьезоэлектрический чувствительный элемент (ПАВ резонатор). Резонансная частота ПАВ резонатора увеличивается или уменьшается в зависимости от направления действия сил (сжатия или ослабления).

Расчет нагрузки на СИШПАВ проводится путем усреднения показания от каждого чувствительного элемента.

Схематическое изображение предпочтительной ориентации чувствительных элементов СИШПАВ при монтаже на крышку турбины гидроагрегата изображено на рисунке 3.4.

Внешний вид силоизмерительной шайбы в реале представлен на рисунке 3.5.

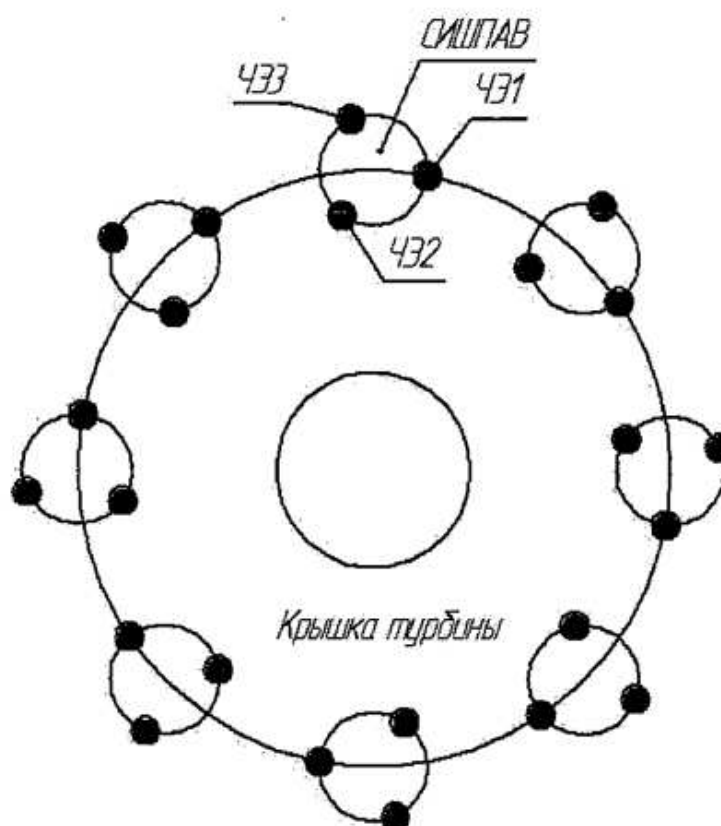


Рисунок 3.4 - Схематическое изображение предпочтительной ориентации чувствительных элементов СИШПАВ при монтаже на крышку турбины гидроагрегата



Рисунок 3.5 - Внешний вид силоизмерительной шайбы

3.2.2 Описание и работа КМ-Дельта-8-СМ

КМ-Дельта-8-СМ предназначен для осуществления автоматического контроля линейных деформаций шпилек крепления крышки гидротурбины за счет измерения их линейных перемещений относительно калибровочных стержней, установленных внутри шпилек восьмью модулями контроля линейных перемещений (МКЛП), отображения измеренных значений перемещения в графическом и числовом видах на панели оператора шкафа пультового и их передачи по интерфейсу «Ethernet» с целью последующего анализа и регистрации. Диапазон измерений перемещения варьируется от 0 до 10000 мкм, с допускаемой абсолютной погрешностью измерений перемещения 5 мкм.

При мониторинге линейных деформаций КМ-Дельта-8-СМ обеспечивает:

- измерение значений абсолютных удлинений стержней относительно шпилек при помощи восьми модулей контроля линейных перемещений (МКЛП);
- отображение измеренных значений МКЛП в виде столбчатых диаграмм и числовых значений на панели оператора шкафа пультового;
- передачу измеренных значений МКЛП по интерфейсу Ethernet;
- ввод порогов срабатывания предупредительной сигнализации;
- ввод порогов срабатывания аварийной сигнализации.

Измерительными элементами КМ-Дельта-8-СМ являются восемь МКЛП, которые устанавливаются на шпильки крепления крышки гидротурбины

гидроагрегата, после проведения на них штатного затяга и стопорения гаек, а также установки внутри шпильки стержня, поверхность которого используется в качестве базовой.

КМ-Дельта-8-СМ подключается к системе автоматического управления гидроагрегатом.

3.2.2.1 Описание и работа составных частей КМ-Дельта-8-СМ

Внешний вид Модуля контроля линейных перемещений представлен на рисунке 3.6.

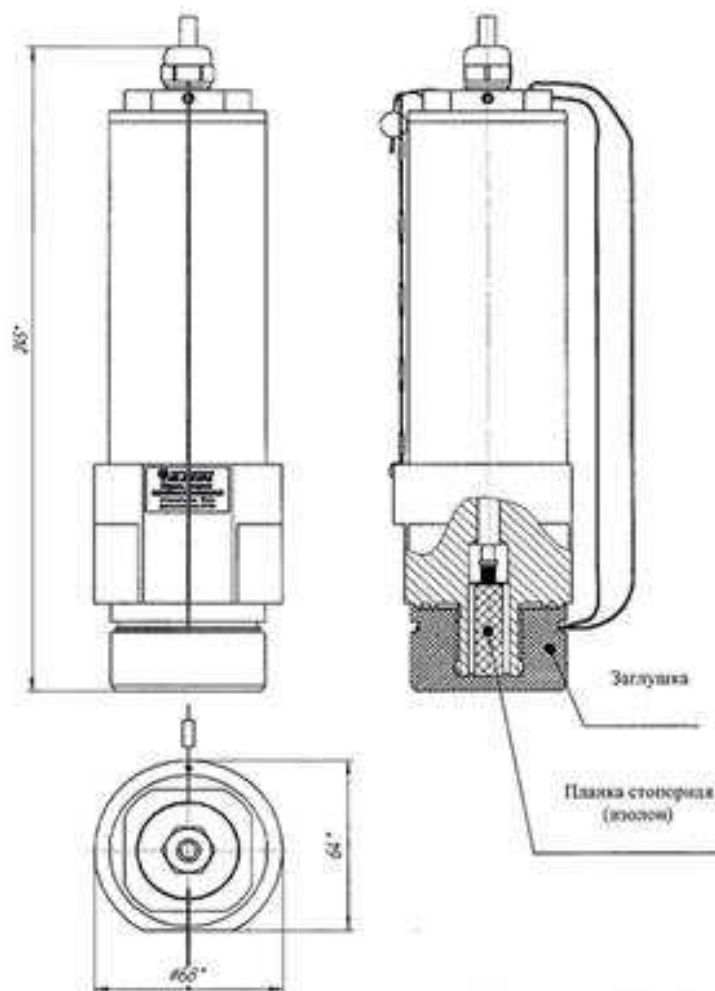


Рисунок 3.6 - Внешний вид МКЛП

Схема установки и принцип работы МКЛП на шпильке показаны на рисунке 3.7.

МКЛП устанавливается на шпильку крепления крышки гидротурбины гидроагрегата, после проведения на них штатного затяга и стопорения гаек, а также установки внутри шпильки стержня, поверхность которого используется в качестве базовой, т.к. она не подвержена линейной деформации за счет приложения нагрузок к шпильке. Температурная компенсация погрешности измерения, появляющейся за счет линейного расширения материала шпильки при воздействии разных температур, происходит на механическом уровне за счет применения в стержне шпильки одинаковых материалов.

МКЛП имеет в составе преобразователь линейных перемещений (ПЛП) и контейнер преобразователя, обеспечивающий механическую и пылевлагозащиту ПЛП. ПЛП используется для информационной связи с контролируемым объектом контактным способом. Передача информации от МКЛП ведется при помощи интерфейса RS-422 с использованием протокола SSI.

3.3 Методика оценки осевой жесткости гидроагрегата

Осевая жесткость гидроагрегата C_{oc} состоит из двух составляющих: жесткостей: жесткости опорных болтов подпятника C_n и опорных сегментов подпятника и жесткости крышки турбины, на которую опирается подпятник C_k .

Составляющие осевой силы могут быть найдены из следующих выражений:

$$C_n = R_{под} / y_{под}, \quad (19)$$

$$C_k = R_{под} / y_k. \quad (20)$$

где $R_{под}$ - нагрузка на подпятнике;

$y_{под}$ - упругое перемещение опорных болтов и сегментов подпятника;

y_k - перемещение опоры подпятника (крышки турбины).

Суммарная осевая жесткость гидроагрегата определяется по формуле [33]:

$$C_{oc} = \frac{C_n \cdot C_k}{C_n + C_k} \quad (21)$$

Суммарная осевая жесткость используется для расчета собственных частот осевых колебаний ротора гидроагрегата.

Методика определения осевой жесткости основана на разгрузке опоры подпятника, которая опирается на крышку турбины, от веса вращающихся частей при подъеме ротора на тормозах.

Тогда жесткость крышки турбины, на которую опирается опора подпятника C_k и жесткость опорных болтов и опорных сегментов подпятника C_n могут быть определены по формулам:

$$C_n = G_p / y_{\text{под}}, \quad (22)$$

$$C_k = G_p / y_k, \quad (23)$$

где G_p - вес ротора агрегата.

Экспериментально осевая жесткость гидроагрегата определяется на остановленном агрегате следующим образом [33]: ротор гидроагрегата весом (G_1+G_2) (формула 18) постепенно поднимается на тормозах с помощью гидравлического насоса. В процессе подъема одновременно регистрируются перемещение вала и опоры подпятника.

Началу подъема ротора соответствует момент времени t_1 , а момент полной разгрузки t_2 опоры подпятника (крышки турбины) определяется по прекращению ее перемещения. В момент полной разгрузки фиксируется перемещение крышки турбины y_k и соответствующее этому моменту времени перемещение вала y_v . Тогда перемещение опорных болтов и сегментов подпятника может быть получено, как разность перемещения вала и крышки турбины: $y_{\text{под}} = y_v - y_k$ в момент полной разгрузки опоры подпятника. Это перемещение может быть также получено непосредственно измерением перемещения вала относительно опоры.

Для определения перемещения опоры подпятника использовался датчик, установленный на раме, приваренной к облицовке шахты турбины. Он измеряет перемещение опоры подпятника при поднятии и опускании ротора на тормозах (рисунок 3.8).

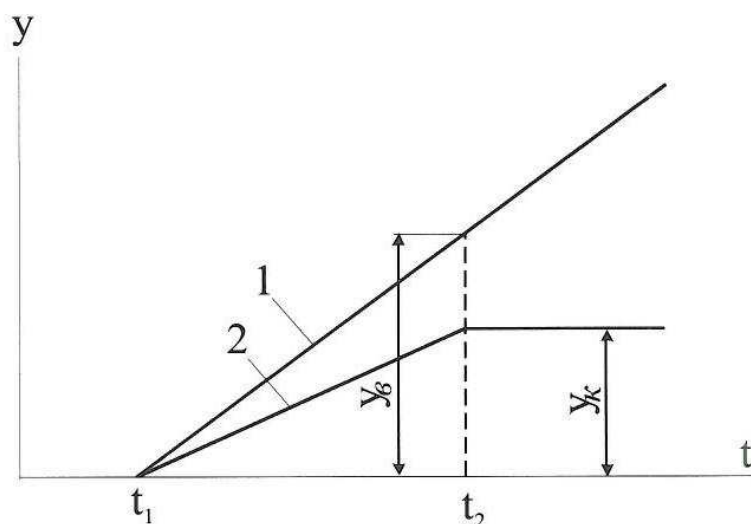


Рисунок 3.8 – График подъема ротора на тормозах:
1 – перемещение вала; 2 – перемещение крышки турбины.

Места установки датчиков для измерения соответствующих показаний приведены на рисунке 3.9.

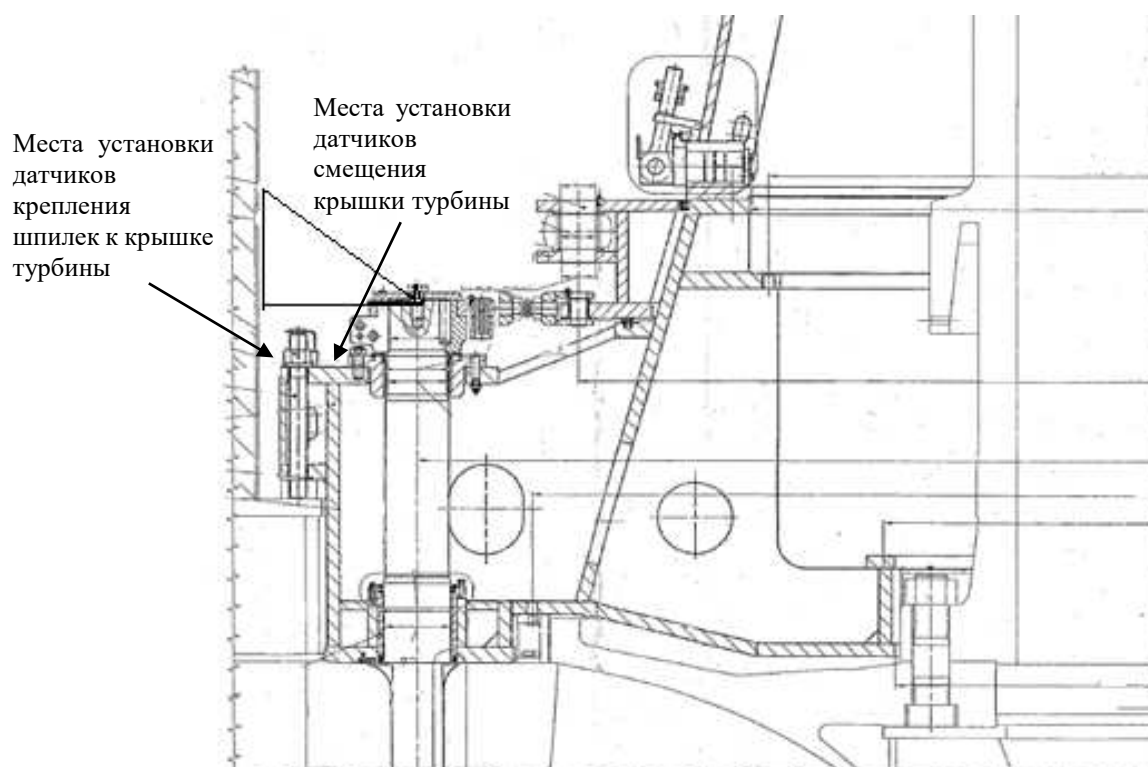


Рисунок 3.9 – Конструкция крышки турбины (фрагмент)

В работе основной задачей является оценка состояния крепежных элементов (КЭ) с использованием разработанной методики по влиянию осевых усилий. Для анализа состояния КЭ оценивается жёсткость при различных условиях работы гидроагрегата.

Методика по формуле 21 переработана для определения жесткостей крышки турбины (КТ) и КЭ через датчики смещения КТ у лопаток направляющего аппарата, также через датчики состояния крепления шпилек КТ. (удлинение и усилие затяга на шпильках, рисунок 3.10).

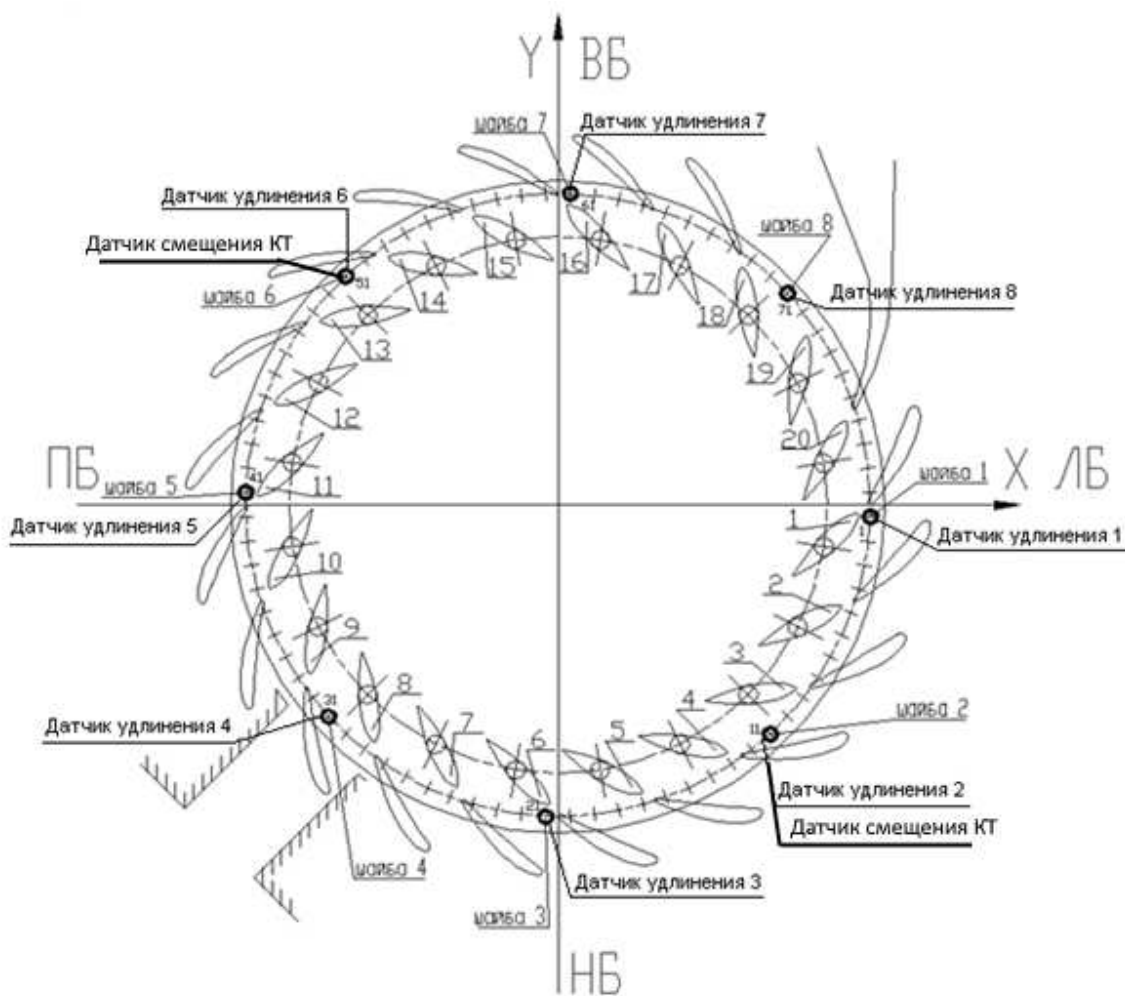


Рисунок 3.10 – Схема расположения датчиков на шпильках

3.4 Результаты оценки осевой жесткости гидроагрегата

Для определения деформации шпилек крепления крышки гидротурбины и сил, воздействующих на шпильки, были собраны данные по агрегатам радиально-осевой турбины.

Датчики системы, контролирующие удлинение шпильки и усилие, создаваемое шпилькой КТ установлены совместно на 10% шпильках крышки турбины гидроагрегатов.

Сбор показателей осуществлялся по следующим параметрам:

- Напор.
- Датчик положения НА (ДПНА).
- Давление воды в спиральной камере.
- Вертикальное смещение крышки турбины.
- Удлинение шпилек.
- Усилие, создаваемое шпилькой на крышку турбины.

Силоизмерительные шайбы контролируют усилие, создаваемое шпилькой к крышке турбины (контроль силы затяга), а датчики удлинения шпилек контролируют их удлинение по отношению к закладным частям.

Сбор данных проводился:

- до осушения проточной части;
- после заполнения;
- при подъеме ротора на тормозах;
- при работе ГА в сети.

Сбор и анализ статистики производился из системы АСУ ТП Саяно-Шушенской ГЭС Филиала ПАО «РусГидро». В связи с секретностью информации некоторые данные будут представлены в обобщенном виде.

Измерение показателей осевого усилия было произведено с помощью датчиков крышки турбины и диска подпятника. На рисунке 3.11 представлена зависимость изменения прогиба КТ от следующих внешних условий:

- деформация КТ под действием подъема вращающихся частей гидроагрегата (рабочее колесо, ротор, вал) на тормоза при осушенной проточной части;
- деформация КТ под действием воды в водоводе при заполнении проточной части;
- работа гидроагрегата в сети и деформация крышки турбины под действием осевых усилий (формула 21).

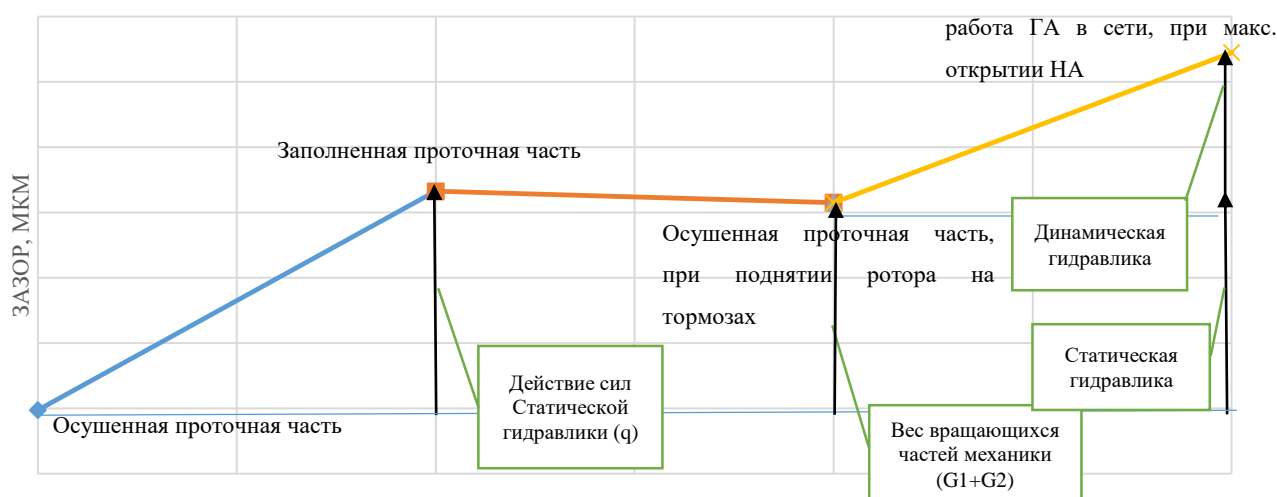


Рисунок 3.11 – Анализ действия осевых усилий на удлинения шпилек КТ

Расчеты по перемещению крышки турбины демонстрируют, что осевое усилие, возникающее в процессе работы гидроагрегата больше по показателям, чем усилие на остановленном агрегате и при осушенной проточной части. Это свидетельствует о том, что при работе гидроагрегата происходит действие статической и динамической силы гидравлического давления в проточной части на крышку турбины соответственно вызывая изменение зазора между крышкой и датчиком. Данное явление показывает, что зависимость увеличения осевого усилия сопровождается вытяжкой шпилек по всему контуру агрегата, тем самым увеличивается зазор между крышкой турбины и датчиком. Такой показатель говорит о том, что осевая сила определенную величину

воздействия на конструктив, что необходимо принимать во внимание при разработке системы контроля для гидроагрегата.

Так же в ходе анализа данных были выявлены следующие тренды (рисунки 3.12-3.13):

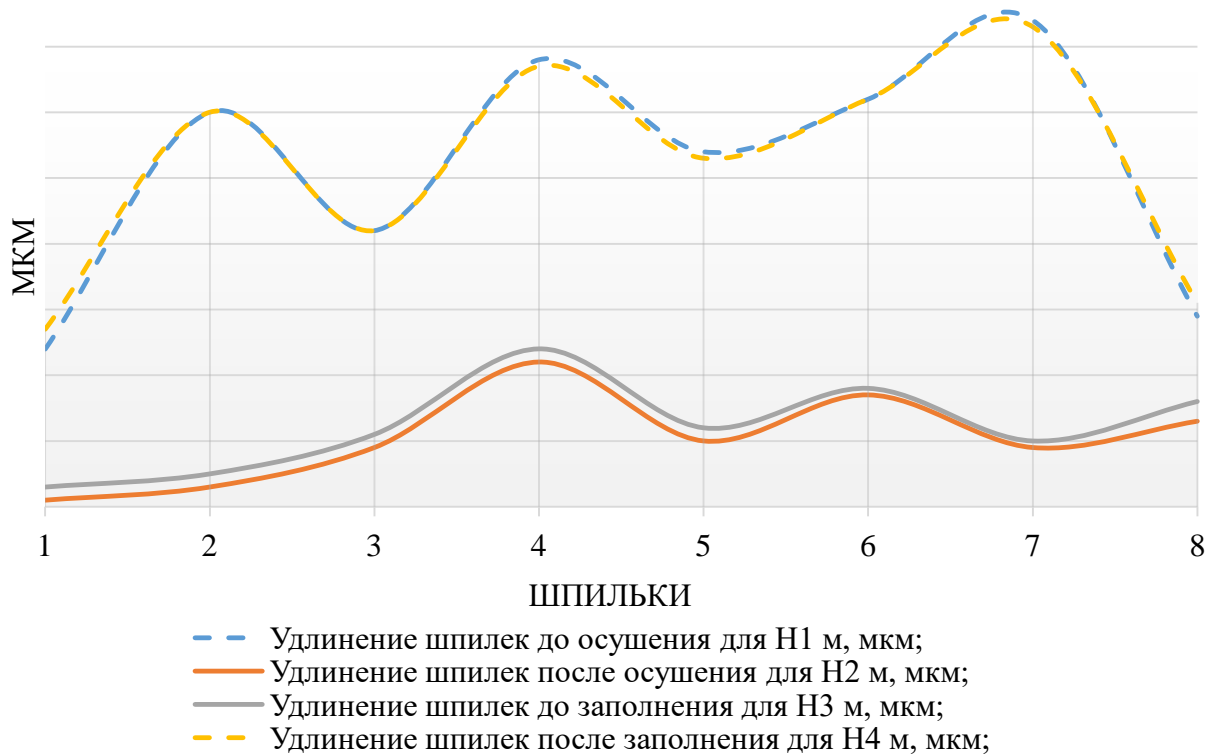


Рисунок 3.12 – Результаты измерений удлинения шпилек.

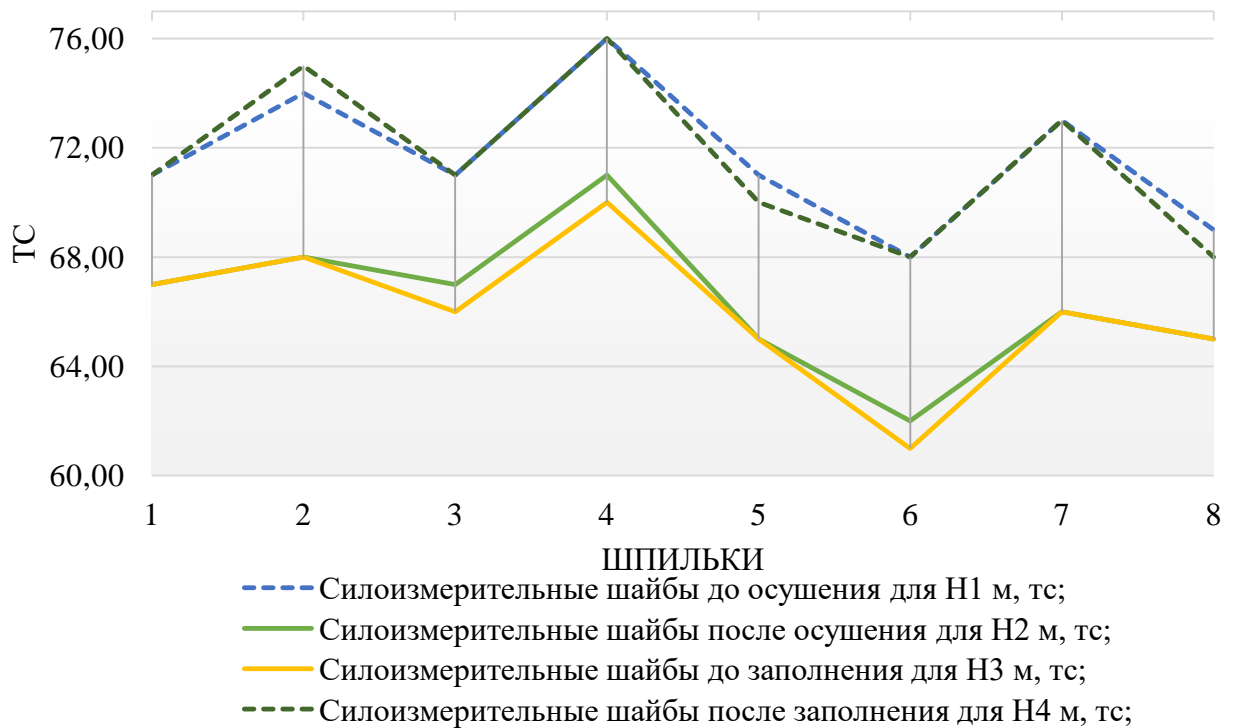


Рисунок 3.13 – Результаты измерений силоизмерительных шайб

Результирующий график (рисунок 3.12) по удлинениям шпилек показывает распределение нагрузки. Полученный результат говорит о неравномерном растяжении шпилек по всему конструктиву КТ. Следует учесть, что при осушении проточной части турбины и после её заполнения, показания датчиков возвращаются в свои исходные значения, что подтверждают корректную работу, как самих датчиков измерения, так и жесткости системы КТ - шпилька.

Аналогичный результат характерен и для показаний силоизмерительных датчиков (рисунок 3.13). Результирующий график полностью повторяет график удлинения шпилек. Данные показатели демонстрируют, что нагрузка, воспринимаемая крышкой турбины неравномерна.

Произведенный анализ общих данных по всем агрегатам говорит о том, что такая картина характерна для большинства агрегатов.

Для анализа состояния КЭ была разработана методика, которая заключалась в том, что находилась разница полученных показателей с датчиков шпилек, шайб, смещения крышки турбины при различных условиях эксплуатации, работы при различных режимах. При осушении и заполнении водовода предлагается использовать приведённые величины жёсткости к одному метру водяного столба. Полученная разница показателей делилась на величину давления в спиральной камере в момент снятия показаний с датчиков, таким образом полученные значения приводились к базисным показателям. Такой метод позволяет упростить обработку всех параметров, и привести их к общим значениям в силу того, что на действующей ГЭС нет возможности сравнивать состояние гидроагрегата без учета изменяющегося напора.

Производимые расчеты показали следующие результаты (рисунок 3.14 - 3.17):

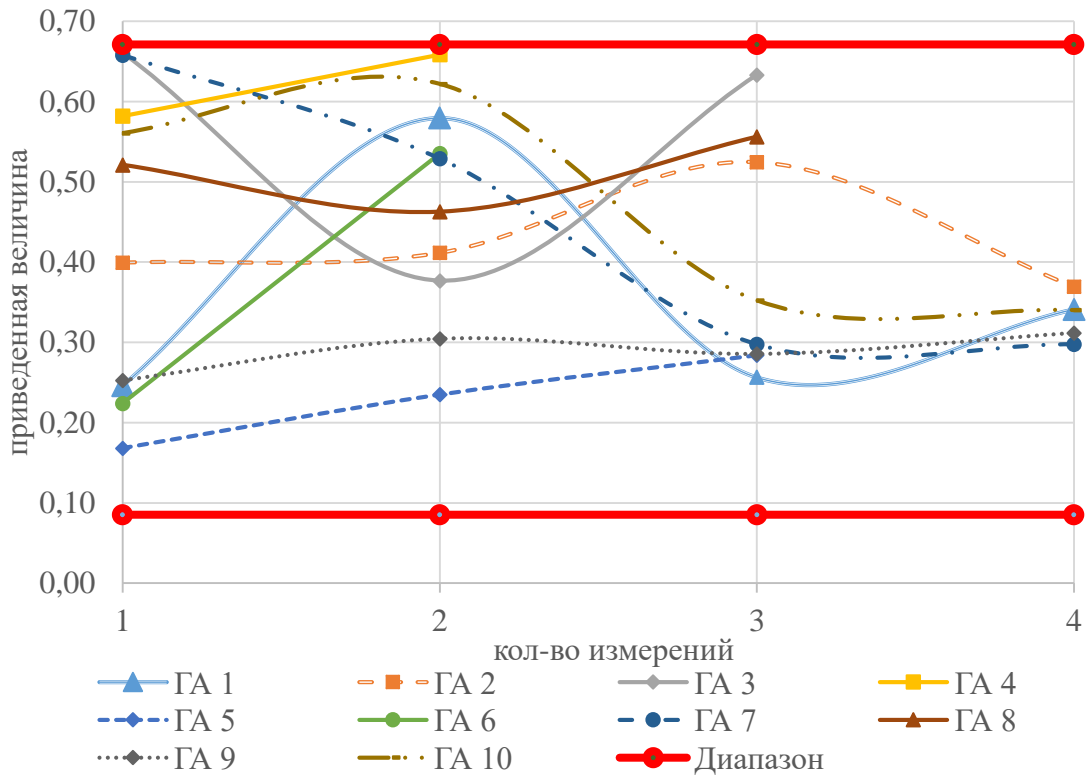


Рисунок 3.14 – Результаты расчетов по удлинению шпилек при осушении проточной части для датчика №1

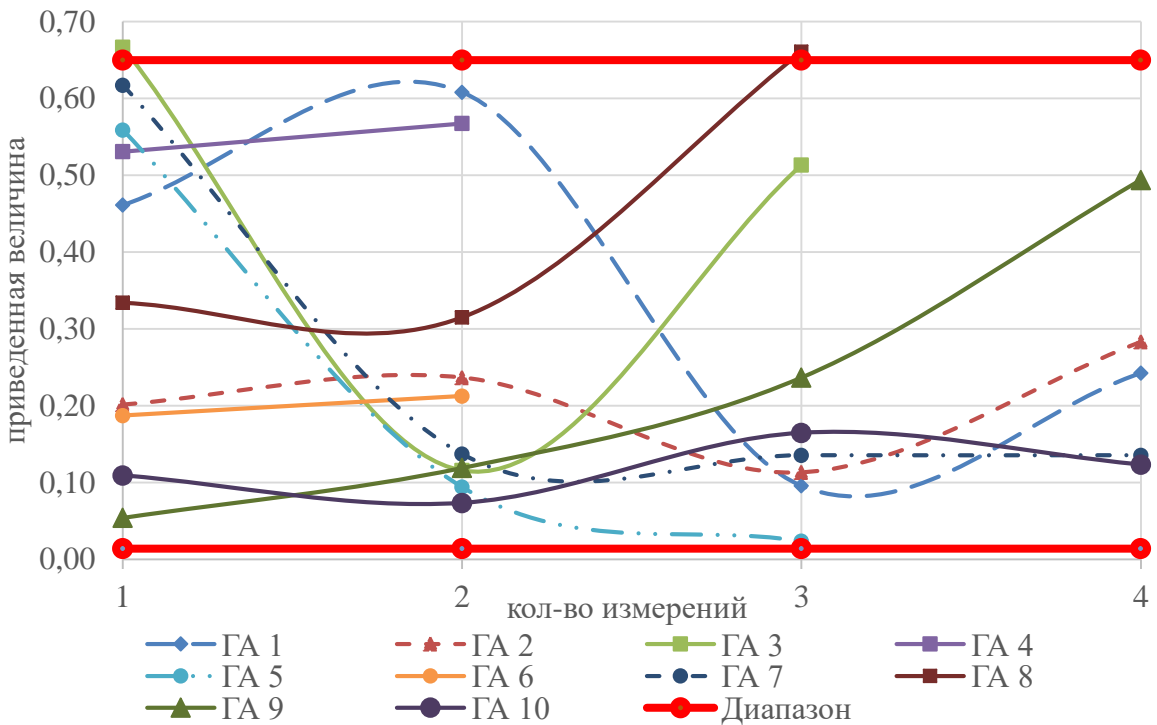


Рисунок 3.15 – Результаты расчетов по удлинению шпилек при заполнении проточной части для датчика №1

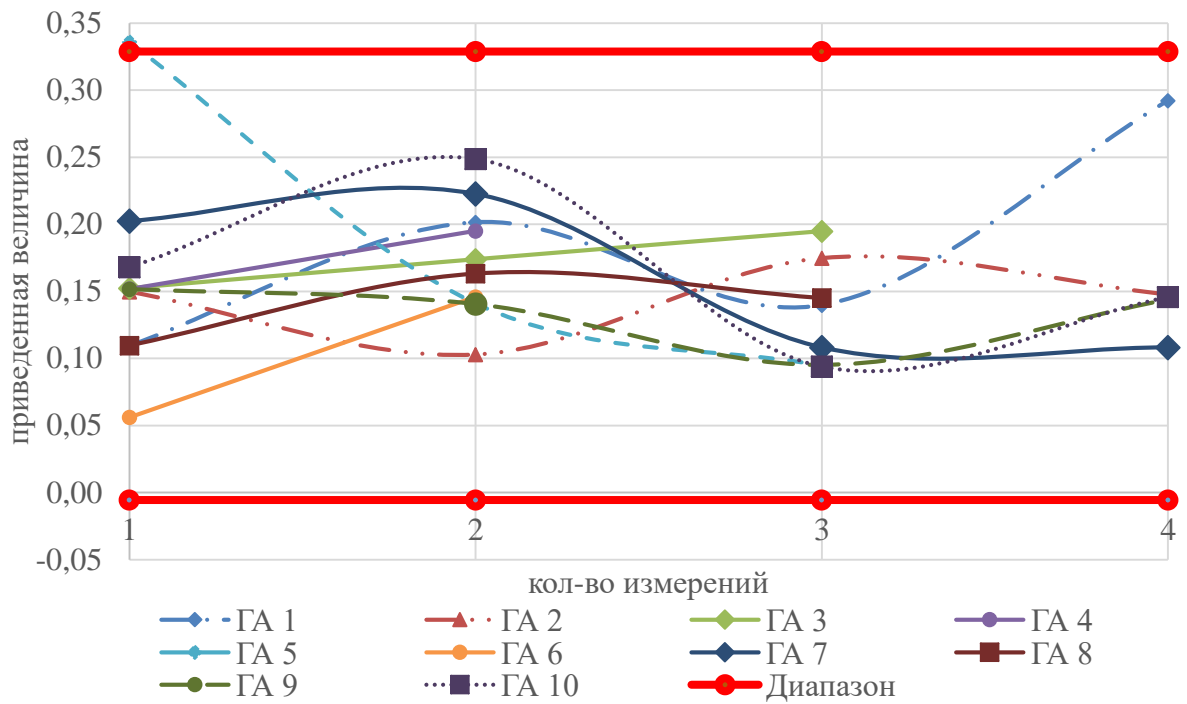


Рисунок 3.16 – Результаты расчетов по силоизмерительным шайбам при осушении проточной части для датчика №1

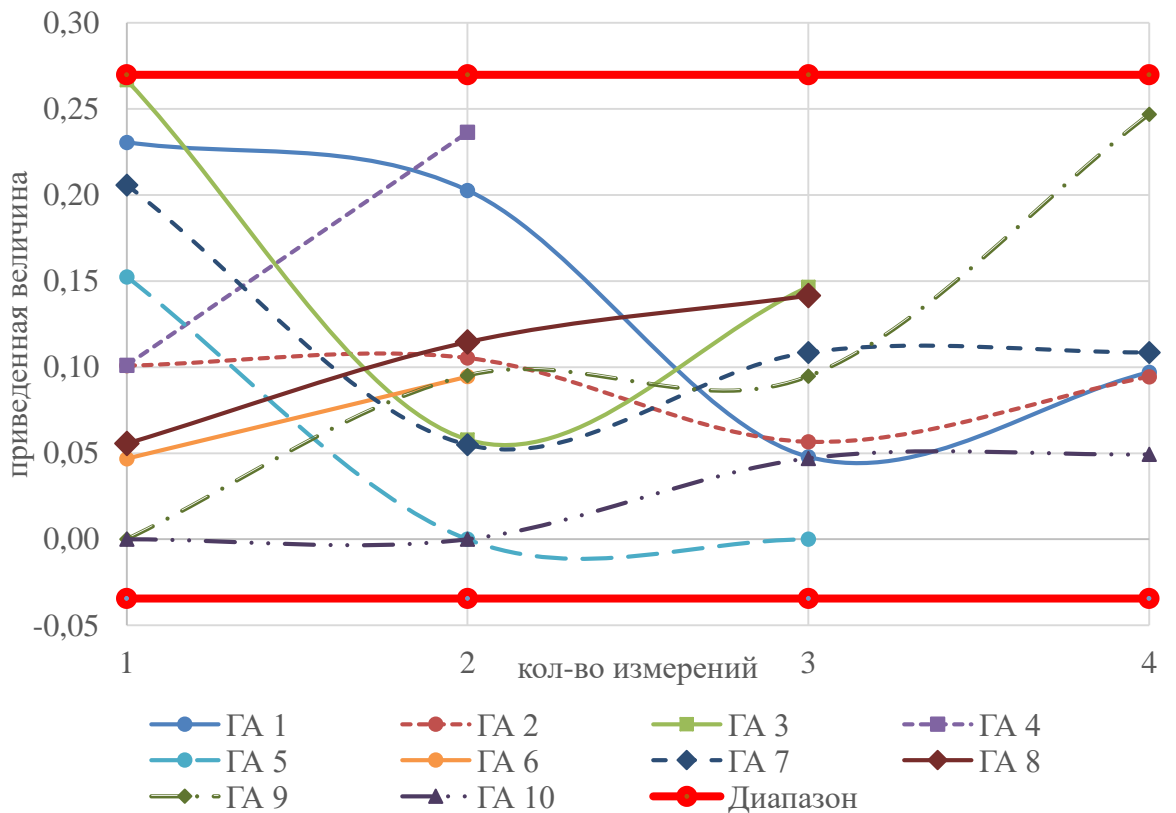


Рисунок 3.17 – Результаты расчетов по силоизмерительным шайбам при заполнении проточной части для датчика №1

Остальные датчики расположенные по всему периметру крышки турбины имеют схожую тенденцию.

Диапазон, показанный на графиках, состоит из средних значений погрешности приборов на каждое производимое измерение.

Дальнейшие испытания, производимые на одном из гидроагрегатов с увеличением мощности и открытие направляющего аппарата, показали, что система ведет себя стабильно и критических отклонений не наблюдается.

Соответствующие графики испытания представлены на рисунках 3.18 - 3.20.

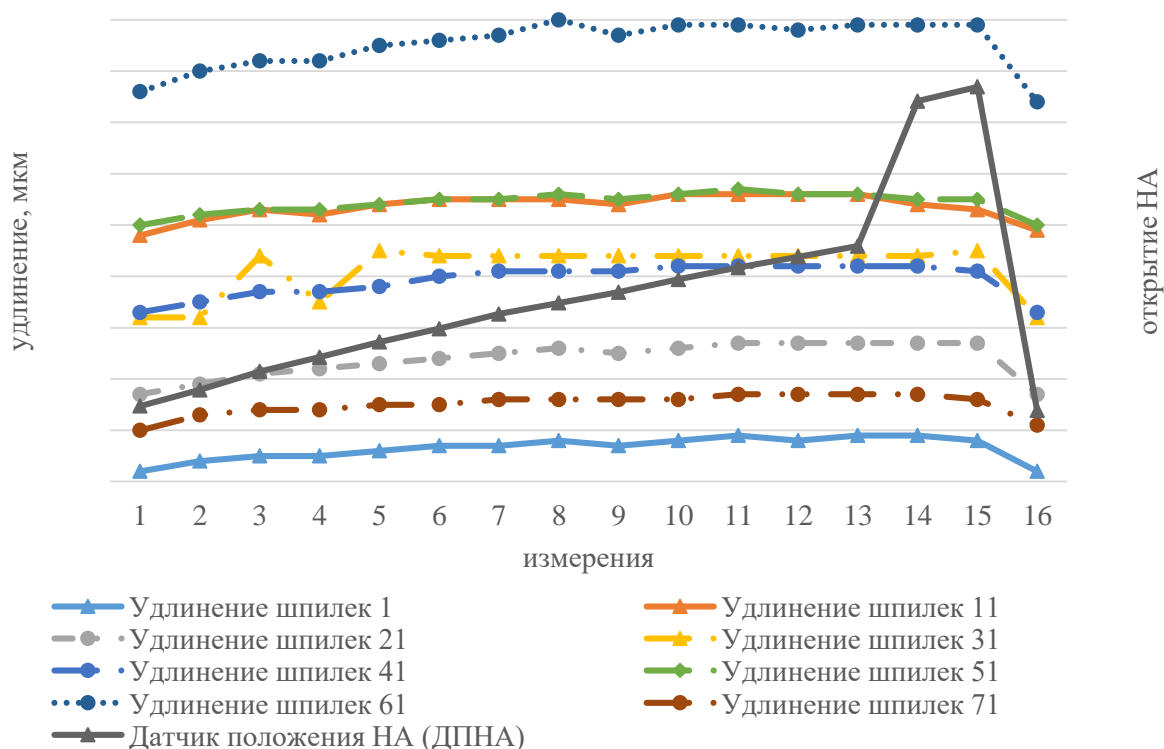


Рисунок 3.18 – Результаты измерений по удлинению шпилек при испытаниях

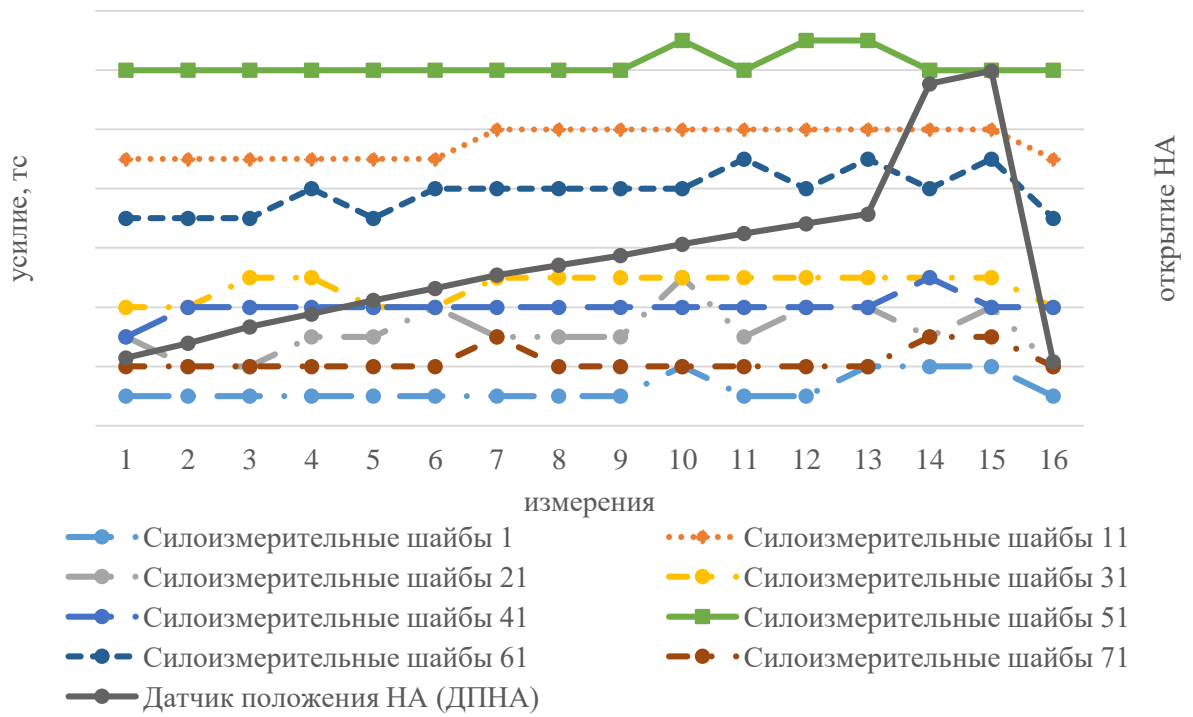


Рисунок 3.19 – Результаты измерений по силоизмерительным шайбам при испытаниях

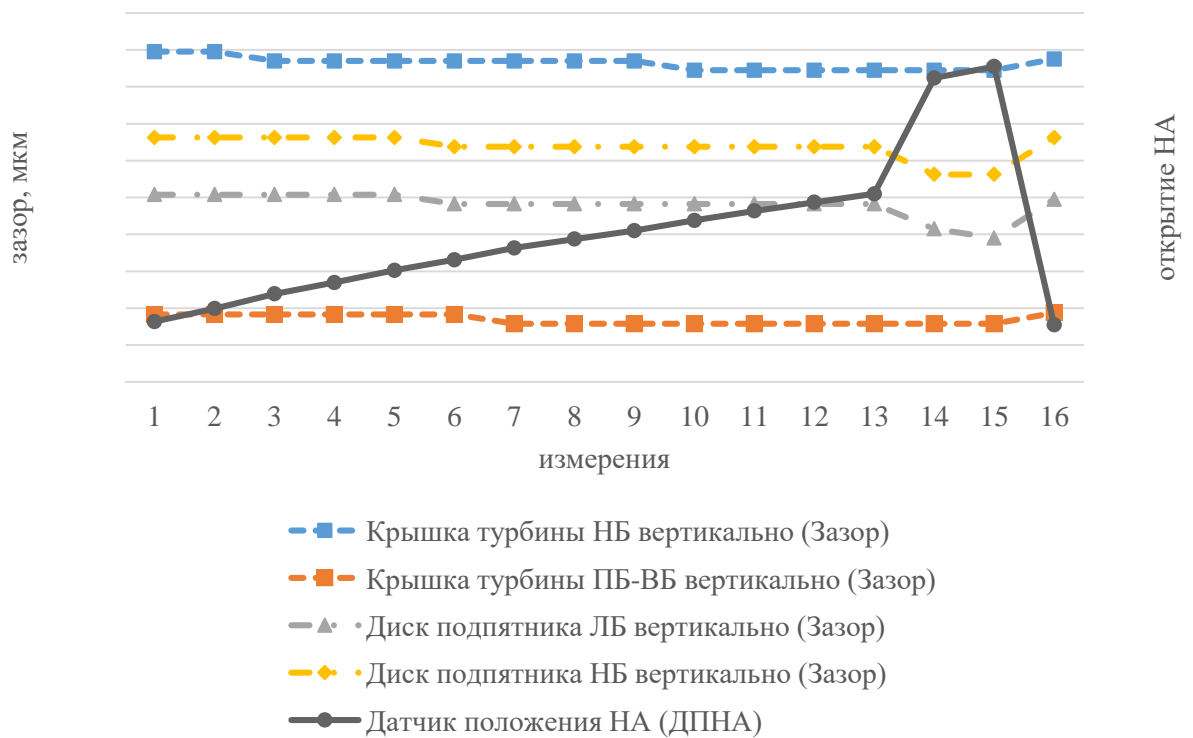


Рисунок 3.20 – Результаты измерений перемерзания крышки турбины при испытаниях

Вывод: Полученный результат свидетельствует о том, что по всему периметру крышки имеется не равномерное распределение нагрузки, вызванное различными факторами указывающие на то, что крепёжные элементы не равномерно воспринимают нагрузку. Следовательно, износ состояния металла будет различный, что говорит о том, что каждый конструктивный элемент может прийти в не работоспособное состояние раньше времени указанным в сроке службы эксплуатации.

Соответственно, разрабатываемая методика позволит в режиме постоянного контроля вести наблюдение за состоянием агрегата, и тем самым на ранних этапах эксплуатации выявить различные отклонения в работе, тем самым предотвратить различные катастрофические явления.

Согласно стандарту [34], контроль за техническим состоянием КЭ осуществляется посредством визуального и инструментального контроля, для выполнения которых требуется останов гидроагрегата в ремонт и даже демонтаж КЭ. Данные рекомендации стандарта говорят о необходимости осмотра КЭ в период капитального ремонта, что не позволяет оперативно определять техническое состояние крепежных элементов и выявлять критические дефекты. Изменение поведения опорных конструкций в ходе исследования показало, что нагрузка различна, и требует постоянного контроля.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе диссертационного исследования были изучены конструктивные особенности крышки и шпилек гидротурбины. Изучено влияние осевых усилий и их действие на опорные конструкции и КЭ.

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, привлекая к превышению контролируемого параметра.

Для определения дефектов на ранней стадии развития была поставлена задача создания методики определения критериев воздействия осевых усилий на крепежные элементы гидроагрегата. Решением поставленной задачи было использование уже имеющихся данных по агрегатам в системе АСУ ТП, а также осуществление расчета необходимых параметров для определения состояния КЭ ГА.

Главным преимуществом работы методики, является своевременное определение дефекта на ранней стадии его развития, что дает возможность спланировать текущий ремонт гидроагрегата и исключить аварийные остановки гидроагрегата. При дальнейшем развитии и совершенствовании методики, будет возможен переход от капитальных ремонтов с определенным периодом к ремонтам по состоянию, что позволит сократить значительные экономические затраты.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Георгиевская Е.В. Планово–предупредительные и восстановительные ремонты как инструмент управления ресурсом гидроагрегатов // Гидротехника.2018. №1 (50). С. 48–52.
2. СТО РусГидро 02.01.062-2012 Гидроэлектростанции. Ремонт и техническое обслуживание оборудования, зданий и сооружений. Организация производственных процессов. Нормы и требования. Утв. приказом ОАО «РусГидро» с изм. от 31.07.2013 №694
3. СТО 70238424.27.140.015-2010 Гидроэлектростанции. Организация эксплуатации и технического обслуживания. Нормы и требования. Утв. Приказом НП «ИНВЭЛ» от 16.09.2010 № 63
4. Паркинсон Э. Передовые технологии выполнен» работ по ремонту и восстановлению объектов в гидроэнергетике // Гидроэнергетика. Гидротехника. разработки и технологии, X научно-техническая конференция: доклады и выступления. Санкт-Петербург Изд-во «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева». 2017. С. 95-104.
5. Караблин Н. П., Фотин С. В. RCM-анализ как инструмент перехода от типовых капитальных ремонта к ремонтам по состоянию // Гидроэнергетика. Новые разработки и технологии. IX НТК: сборник трудов. 22-24 октября 2015 г. С. 39-45
6. Джоу Йе. Технология мониторинга условий работы и диагностики неисправностей больших гидроэнергетических агрегатов // Гидроэнергетика. Новые разработки и технологии, VIII научно-техническая конференция: доклады и выступления. Санкт-Петербург. Изд-во «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева». 2015. С. 84-97
7. Методика оценки технического состояния основное технологического оборудования и линий электропередачи электрических станций и электрических сетей. Утв. приказом Минэнерго России от 26 июля 2017 г. № 676.
8. Георгиевская Е. В. Обеспечение надежность безопасности эксплуатации гидроагрегатов за пределами проектного срока службы // Известия учебных заведений. Проблемы энергетики. Т. 19. №7-8. С. 33-42.
9. СТО РусГидро 02.03.77-2015 Гидроэлектростанции. Продление срока службы основного оборудования в процессе эксплуатации. Нормы и требования. Утв. приказом ПАО «РусГидро» от 27.07.2017 №483
10. Георгиевская Е. В. Причины снижения способности конструктивных элементов гидротурбин при длительной эксплуатации // Вестник МЭИ. №2. 2017. С. 12-19.
11. Boukani H. Habibzadeh, Viens M, Gagnon M. On the performance of nondestructive methods in the hydroelectric turbine industry // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2014. Vol. 22. #1. Pp. 12018-12025(8).
12. Liu X., Luo Y., Wang Z. A review on fatigue damage mechanism in hydroturbines // Renew Sustainable Energy Reviews 54 (2016), p. 1-14.

13. Руденко А. Л., Миронов А. А., Мишакин В.В. Гончар А. В. Исследование развития дефектов лопаток направляющего аппарата ГЭС после длительной эксплуатации // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеев №1(108). С. 228-234.
14. Надежность систем энергетики: Сборник рекомендуемых терминов). М.: ИАЦ «Энергия», 2007. 192 с
15. Иванченко И.П. Анализ опыта эксплуатации агрегата 2 с временным рабочим колесом на Саяно-Шушенской ГЭС / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко // Гидротехническое строительство. - 2013. - № 10. - с. 34-42.
16. Иванченко И.П. Анализ систем мониторинга и диагностики технического состояния гидротурбин / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко // Гидротехника. - 2011. - № 2. - С. 24-30.
17. Щур, В.А. повышение энергоотдачи гидротурбинного оборудования действующих ГЭС при их реконструкции: дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.13 / Щур Василий Алексеевич. - Санкт-Петербург, 2015. - 175 с.
18. Анализ напряженно-деформированного состояния и динамики конструкций проточной части Киевской ГАЭС/ Т. Ф. Медведовская, И. Е. Ржевская, Е. Л. Медведева // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 120/2011. Серія: Механіка, енергетика, екологія. — Севастополь, 2011.
19. В. М. Матюнин, Б. М. Орахелашвили, А. Ю. Марченков, А. Г. Казанцев, М. Ж. Кахадзе, К. А. Соин. Статическая, динамическая и циклическая прочность металла шпилек крупных гидроагрегатов // «Заводская лаборатория. Диагностика материалов» № 9. 2015. Том 81 С. 59-66.
20. Конспект лекций по курсу «Основы повышения надежности и долговечности деталей машин» / В.Г. Ефременко. - Мариуполь: Приазовский государственный технический университет, 2007.
21. Натурные исследования гидродинамических нагрузок, действующих на крепеж крышки турбины/ Иванченко, Воеводин, Прокопенко // Гидротехника. 2012. №3. С. 7-13
22. И.С. Веремеенко, Б.Я. Кантор, Т.Ф. Медведовская, И.Е. Ржевская, С.А. Андриющенко / Прочность, динамика несущих конструкций и рабочих колес радиально-осевых гидротурбин // Авиационно-Космическая Техника и Технология, 2005, № 9 (25).
23. Иванченко И. П. Натурные исследования гидродинамических нагрузок, действующих на крепеж крышки турбины / И. П. Иванченко, С. И. Воеводин, А. Н. Прокопенко // Гидроэнергетика, 2012, № 3(28). С. 5 - 11.
24. Лобановский Ю. И. Автоколебания напорных систем и разрушение гидроагрегатов // Гидротехническое строительство, №7. 2010.
25. Рассохин Г. И. Авария на СШ ГЭС: о видах изломов шпилек крышки гидроагрегата №2, Декабрь 2011 // Режим доступа: <http://www.plotina.net/sshges-shpilki-rassokhin/>.
26. Кантор Б. Я. Исследование напряженно-деформированного состояния крышки гидротурбины и возможностей совершенствования ее конструкции / Б. Я. Кантор, С. А. Андриющенко, С. Ю. Мисюра // Сборник

научных трудов “Вестник НТУ “ХПИ””: Динамжа та мшшсгь машин № 69. Вестник НТУ “ХПИ”, 2010. С. 58 - 67.

27. Колтон А. Ю., Этинберг И. Э. Основы теории и гидродинамического расчета водяных турбин. М., Машгиз, 1958, 357 с.

28. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М., Наука, 1967, 428 с.

29. Методические вопросы определения давлений и осевой силы в радиально-осевых гидротурбинах/ С. С. Кузминский, И. И. Федорова, И. М. Пылев// Энергомашиностроение. 1973. № 3.

30. Цаплин М. И. Исследование течения в зазоре между неподвижной стенкой и вращающимся диском.— Энергомашиностроение, 196/, № 8, с. 15—18.

31. Опытное определение коэффициентов гидравлического сопротивления отверстий во вращающихся дисках/ И. Т. Швец, Е. П. Дыбан, Г. Ф. Селявин. М. В. Страдомский. Энергетика, Изв. вузов, 1960, № 1.

32. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям (коэффициенты местных сопротивлений и сопротивления трения). Л., Госэнергоиздат, 1970. 464 с.

33. Прокопенко, А.Н. Расчетно-экспериментальное обоснование зависимости вибрационных характеристик гидроагрегатов от конструктивных и режимных факторов: дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.13 / Прокопенко Алексей Николаевич. - Санкт-Петербург, 2014. - 221 с.

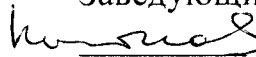
34. СТО РусГидро 02.03.107-2013. «Гидроэлектростанции. Неразрушающий контроль крепёжных элементов ответственных узлов гидроагрегатов. Методические указания». [Электронный ресурс] /Режим доступа: <http://rushydro.ru/>

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

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

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 М.В. Кокетков

подпись, дата

инициалы, фамилия

«13» июня 2019 г.

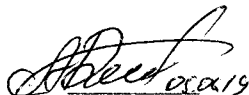
МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

**ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ ГИДРОАГРЕГАТОВ НА
ОСЕВОЕ УСИЛИЕ И КРЕПЕЖНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОАГРЕГАТОВ**

13.04.02 Электроэнергетика и электротехника

13.04.02.06 Гидроэлектростанции


Научный
руководитель


подпись, дата

Доцент кафедры ГТС
и ГМ Саяно-
Шушенского филиала
СФУ
должность

А.В. Масленникова
инициалы, фамилия

Выпускник


подпись, дата

В.В. Егоров
инициалы, фамилия

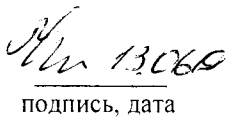
Рецензент


подпись, дата

Ведущий инженер по
наладке и испытаниям
СМО филиала ПАО
«РусГидро» - «Саяно-
Шушенская ГЭС
имени П.С.
Непорожного»
должность

К.А. Демшин
инициалы, фамилия

Нормоконтролёр


подпись, дата

Заведующий РИО
должность

А.А. Чабанова
инициалы, фамилия

Саяногорск; Черемушки 2019