

На правах рукописи

Демьянов Владимир Александрович



**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ
КОНСТРУКЦИИ ЭКОЛОГИЧНЫХ ПОВОРОТНО - ЛОПАСТНЫХ
ГИДРОТУРБИН**

Специальность 05.04.13 - Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург - 2013

Работа выполнена в ОАО «Силовые машины».

Научный руководитель:

доктор физико-математических наук, профессор, член - корреспондент РАН,
Петреня Юрий Кириллович.

Официальные оппоненты:

Федоров Михаил Петрович, доктор технических наук, профессор, академик
РАН, Советник ректора СПбГПУ, научный руководитель программ Национального
исследовательского университета СПбГПУ.

Юркевич Борис Николаевич, кандидат технических наук, главный инженер
«ОАО Ленгидропроект».

Ведущая организация: ОАО «РусГидро», г. Москва.

Защита состоится «24» декабря 2013г. в 16⁰⁰ часов
на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 при ФГБОУ ВПО «Санкт-
Петербургский государственный политехнический университет» по адресу 195251,
Санкт Петербург, Политехническая ул., д.29, ауд..... главного здания.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ФГБОУ ВПО
«Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Автореферат разослан «...» ноября 2013г.

Ученый секретарь

Диссертационного совета Д 212.229.09

доктор технических наук, профессор

Хрусталеv Борис Сергеевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы: Современная электроэнергетика характеризуется устойчивыми темпами роста 2-3% в год. Гидроэнергетика составляет 16.3% общей установленной мощности, благодаря своей маневренности, является основным фактором, обеспечивающим устойчивость электросети и эффективность энергоустановок.

В настоящее время гидроэнергетика имеет в своем составе гидроэлектростанции (ГЭС) и гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС) установленной мощностью 915585МВт.

Механизмы гидротурбин имеют контакт с протекающей рабочей средой (водой рек или водоемов) и могут загрязнять ее продуктами смазки подшипниковых узлов.

Особенно большой вред экологии реки могут нанести поворотно-лопастные гидротурбины (ПЛ ГТ), в случае нарушений в работе уплотнений лопастей. Турбины этого типа могут содержать во втулке рабочего колеса (РК) несколько тонн масла. Количество поворотно-лопастных гидротурбин составляет только в России 300 штук, а в общем объеме установленного гидротурбинного оборудования – не менее 15%. Поэтому создание конструкции рабочего колеса ПЛ ГТ, полностью исключающей попадание масла в реку является актуальной темой, затребованной Заказчиком гидротурбинного оборудования, службами экологического надзора и общественностью.

Цель и задачи работы. Целью работы является защита экологической среды ГЭС от попадания масла, используемого для привода механизмов или смазки подшипниковых узлов поворотно-лопастной гидротурбины, в реку.

Для достижения поставленной цели решаются следующие основные задачи:

- анализ существующих конструкций ПЛ ГТ, материалов подшипниковых узлов и уплотнений, направленных на улучшение экологических качеств рабочих колес;
- анализ отечественного и мирового опыта эксплуатации рабочих колес ПЛ ГТ с улучшенными экологическими свойствами;
- разработка и исследование новых композитных материалов для подшипниковых узлов механизма поворота лопастей рабочего колеса ПЛ ГТ;
- разработка методологии параметрического проектирования ПЛ ГТ на базе 3D твердотельного моделирования;
- разработка новых конструкций РК экологичных ПЛ ГТ с использованием рекомендованных материалов на базе углестеклоэпоксидной композиции (УСЭК) и бронзофторопласта (БФ);
- анализ опыта эксплуатации и исследование новых конструкций ПЛ ГТ с антифрикционными втулками из материала УСЭК и БФ;
- разработка рекомендаций по проектированию конструкции и применению новых материалов для втулок подшипниковых узлов ПЛ ГТ.

Методы исследования. Поставленные задачи решаются на основе:

- экспериментальных исследований трибомеханических свойств материалов на специализированных экспериментальных установках по апробированным и уникальным методикам;

- 3D твердотельного параметрического моделирования при конструировании и проверке работоспособности механизмов;

- 3D расчетов напряженного-деформированного состояния механизма поворота лопастей РК при обосновании прочности;

- натурных испытаний действующих конструкций при оценке надежности и ресурса материалов и конструкции.

Научная новизна. Концепция проектирования конструкции механизма поворота лопастей рабочего колеса на основе параметрического твердотельного моделирования основных элементов.

Геометрические соотношения и методика параметризации элементов конструкции механизма поворота лопастей рабочего колеса ПЛ ГТ. Расчетная схема определения деформации механизма поворота лопастей и контактных напряжений в критических узлах трения.

Уточненная методика обоснования прочности и надежности подшипниковых узлов безмасляных втулок рабочего колеса с учетом деформационного состояния механизма поворота лопастей, зазоров и контактных напряжений.

Учет деформационного состояния механизма (влияние масштабного эффекта) при конструировании пар трения крупных машин (диаметр антифрикционных втулок 800-1600 мм).

Методики экспериментальных исследований на специализированных стендах и в натурных условиях эксплуатации по определению трибомеханических свойств антифрикционных материалов для узлов трения гидротурбин.

Результаты исследования деградации триботехнических свойств антифрикционных втулок из бронзофторопласта в условиях эксплуатации реальных конструкций гидротурбин.

Результаты применения в реальных конструкциях оптимальной структуры углестеклоэпоксидной композиции.

Теоретическая значимость работы. Обобщены геометрические соотношения и разработана методика параметризации элементов конструкции механизма поворота лопастей рабочего колеса. Разработана расчетная схема определения деформации механизма поворота лопастей и контактных напряжений в критических узлах трения. Разработана уточненная методика обоснования прочности и надежности подшипниковых узлов безмасляных втулок рабочего колеса с учетом деформационного состояния механизма поворота лопастей, зазоров и контактных напряжений.

Практическая значимость работы. На основании выполненных расчетно-исследовательских работ в ОАО “Силовые машины” – Ленинградский металлический завод при

личном участии и под руководством автора разработаны конструкции экологических гидротурбин, обеспечивающих полное отсутствие протечек масла в водную среду. Экологичные поворотно-лопастные гидротурбины установлены на ряде крупнейших ГЭС России: на Волжской, Жигулевской ГЭС (мощность $N_{\max}=145\text{МВт}$, $D1=9,3\text{м}$), Чебоксарской ($N_{\max}=80,5\text{МВт}$, $D1=10,0\text{м}$), Рыбинской ($N_{\max}=70\text{МВт}$, $D1=9,0\text{м}$) и др. ГЭС, а также за границей (ГЭС Утанен, Финляндия, $N_{\max}=23,62\text{МВт}$, $D1=4,65\text{м}$).

Рекомендации по использованию. Результаты работы могут использоваться при разработке новых и реконструируемых гидротурбин поворотно-лопастного типа, предтурбинных затворов, а также в аналогичных конструкциях судовых винтов, систем рулевого управления и других крупномасштабных высоконагруженных бесшлицевых подшипниковых узлах машин и механизмов.

Достоверность результатов. Достоверность экспериментальных результатов по определению трибомеханических свойств рекомендуемых композиционных материалов подтверждается аналогичными испытаниями на стендах других организаций (НПО ЦКТИ, ИПМЭХ РАН), а также опытом эксплуатации подшипниковых узлов на действующих гидротурбинах. Достоверность результатов расчетно-исследовательских работ подтверждается применением базовых физических закономерностей и законов моделирования при выборе расчетных схем силового взаимодействия. Достоверность обоснования прочности и надежности конструкции подтверждается адекватностью расчетных схем определения напряжений и деформации, данными сертифицированных испытаний механических свойств конструкционных материалов и выбором нормативных запасов, апробированных в надежно-работающих конструкциях гидротурбин.

Личный вклад соискателя. Материал и публикации диссертации содержат следующие основные результаты работы, выполненные автором:

- анализ отечественного и мирового опыта эксплуатации рабочих колес ПЛ ГТ с улучшенными экологическими свойствами;
- выявление причин деградации триботехнических свойств композитного материала БФ в условиях работы реальных конструкций;
- постановка расчетно-экспериментальных сравнительных исследований антифрикционных втулок из композитных материалов БФ и УСЭК;
- анализ напряженно-деформированного состояния механизма поворота лопастей рабочего колеса в условиях реальных нагрузок и геометрических размеров; определение причин недостаточной надежности конструкции подшипников с БФ-втулками подшипников для РК диаметром больше 6м;
- разработка концепции проектирования конструкции механизма поворота лопастей с подшипниковыми втулками из композитного материала УСЭК;

- разработка методологии параметрического проектирования механизма поворота лопастей ПЛ ГТ на базе 3D твердотельного моделирования;

- разработка уточненной методики обоснования прочности и надежности механизма поворота лопастей экологических гидротурбин.

Апробация работы. Основные материалы работы докладывались и обсуждались на III (2005г.), IV (2006г.), VI (2010г.) Международных научно-технических конференциях “Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика”, СПб, СПб ГПУ; на международной конференции HYDROPOWER-2004, Ичан, Китай; на Международной конференции HYDRO-2009, Лион, Франция (2009г.), на Международной конференции Russia Power 2010, Москва, Россия (2010г.), на международной конференции HYDRO-2013, Иннсбрук, Австрия (2013г).

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 10 научных работ (в том числе 2 работы в журналах рекомендованных ВАК).

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка литературы из 89 наименований. Работа изложена на 151 стр., содержит 138 рисунков и 33 таблицы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выполнения работы по улучшению экологических характеристик поворотных-лопастных гидротурбин, учитывая их существенную роль в обеспечении устойчивости электросети и особенности конструкции, допускающие возможность протечек масла в водоток. Сформулированы цель и задачи работы.

В первой главе изложено состояние проблемы, значение и перспективы установки ПЛ ГТ на новых и реконструируемых ГЭС; отмечены их преимущества, недостатки и направления совершенствования.

Поворотно-лопастная гидротурбина, изобретенная в 1943 году В.Капланом (V. Kaplan), была в дальнейшем усовершенствована усилиями многих отечественных и зарубежных предприятий и научных организаций.

В России большой вклад в исследование рабочего процесса поворотных-лопастных гидротурбин внесли ученые Ленинградского политехнического института: И.Н.Вознесенский, А.Ф.Лесохин, И.Н.Смирнов; в исследование гидравлических процессов в гидротурбинных блоках ГЭС и постановку фундаментальных проблем экологии гидроэнергетики Ю.С.Васильев и М.П.Федоров.

Значительные работы по проблемам эффективности, надежности и безопасности блоков ГЭС выполнены учеными ВНИИГ им. Б.Е.Веденеева под руководством М.Ф.Складнева, Е.Н.Беллиндера и др.

Современные конструкции крупнейших поворотно-лопастных гидротурбин были разработаны на Ленинградском металлическом заводе и Харьковском турбинном заводе под руководством Н.Н.Ковалева, Г.С.Щеголева, О.С.Бабанова, И.С.Веремеенко и др. Значительные исследования рабочего процесса осевых и диагональных ПЛ ГТ выполнены в Московском энергетическом институте В.С.Квятковским.

Совершенствованию конструкции ПЛ ГТ способствовало их широкомасштабное применение для многоагрегатных ГЭС Волжского каскада и высоконапорных ГЭС для Севера и Дальнего востока, спроектированных специалистами института «Гидропроект» под руководством А.В.Михайлова, Б.Н.Юркевича и др.

При этом следует отметить работу специалистов ОАО «РусГидро» под руководством Б.Б.Богуша и Р.М.Хазиахметова и др. по мониторингу и анализу надежности гидротурбинного оборудования с целью совершенствования ПЛ ГТ совместно с заводами-изготовителями.

На основе опыта эксплуатации поворотно-лопастных гидротурбин приведены данные об утечках масла из системы привода механизма поворота лопастей и дан анализ основных направлений решения задачи уменьшения протечек.

По результатам обследования более 40 крупных гидротурбин и обобщения опытных данных было установлено, что потери масла в среднем за год могут составлять до 13% общего объема масла в системе регулирования. Основной источник потерь - протечки через уплотнения фланцев лопастей. В условиях современных требований к экологии и значительного количества установленных ПЛ ГТ такие протечки масла в реку недопустимы.

Для уменьшения протечек в мировом гидротурбостроении используются и совершенствуются следующие технические решения:

- разработка и применение надежных уплотнений фланцев лопастей;
- разработка и применение в системе регулирования гидротурбин масла безопасного для окружающей среды;
- разработка подшипников цапф лопастей не требующих смазки и разработка конструкций рабочих колес без масла в корпусе рабочего колеса.

Совершенствование традиционного средства защиты от протечек – уплотнение фланцев лопастей имеет долгий путь развития от кожаных уплотнений воротникового типа до манжетного комплекта, применяемого в настоящее время. Однако уплотнения лопастей имеют принципиальный недостаток. По мере износа уплотнительных элементов и контртела зазоры в трущихся парах увеличиваются, что приводит к росту протечек и периодическому контролю их состояния. Эта операция требует остановки гидроагрегата, замены уплотнений в случае необходимости и приводит к потере выработки электроэнергии.

Замена минерального масла в механизме поворота лопастей и в системе регулирования на биологически разлагаемые масла имеет принципиальное преимущество. В случае случайного

попадания масла в водоток не наносится вред окружающей среде. Кроме того при замене масла не требуется изменение конструкции рабочего колеса. Недостатком такого решения является значительная стоимость биологически разлагаемого масла, уменьшенные интервалы смены масла в процессе эксплуатации и необходимость соблюдать ряд специальных условий при замене масла: учитывать совместимость искусственных материалов (уплотнений, шлангов, фильтров) с биологическим маслом; не допускать смешивания минерального и биологического масел; подбор биологического масла осуществлять с учетом конкретных условий работы (температура, вязкость, наличие растворимых отложений в масляном тракте и др.).

Таким образом, высокая стоимость разлагаемых масел и особые условия применения препятствуют их широкому распространению в энергетике, где потребное количество составляет десятки тонн.

Техническим решением проблемы, обеспечивающим полное отсутствие протечек масла в реку, является создание конструкции рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины, в котором уплотнения лопастей не контактируют с маслом системы регулирования.

Создание такой конструкции предполагало решение следующих задач:

- разработка конструкции ПЛ ГТ, гидравлически отделяющей сервомотор рабочего колеса от полости корпуса, где размещен механизм поворота лопастей (МПЛ): крестовина, рычаги, серьги, опорные подшипники;
- разработка надежных подшипников механизма поворота, работающих без смазки или в водяной среде;
- обеспечение прочности и надежности механизма поворота лопастей, работающего в коррозионной среде.

Такая конструкция была создана ЛМЗ в конце 70 годов.

К этому времени были разработаны различные самосмазывающиеся композитные антифрикционные материалы для подшипников различного назначения. В России основополагающие работы были выполнены под руководством И.В.Горынина, Г.И.Николаева, В.Е.Бахаревой и др.

Базовой была принята конструкция рабочего колеса крестовинного типа. Для предотвращения попадания масла из сервомотора в корпус рабочего колеса шток уплотняется пакетом манжет.

Во всех подшипниках скольжения и упорных планках и кольцах механизма поворота лопастей использованы вкладыши, выполненные из стекло-эпоксидной композиции (СЭК), производства ЛМЗ. Материал СЭК представляет собой несколько слоев стеклоткани, пропитанной эпоксидным связующим. В качестве антифрикционной присадки использовалась фторопластовая крошка. Применению подшипникового материала СЭК предшествовал большой объем трибомеханических испытаний на специализированных стендах лаборатории водяных турбин

ЛМЗ, а также положительный опыт эксплуатации в направляющих аппаратах крупных гидротурбин.

Для обеспечения коррозионно-усталостной прочности основные звенья механизма поворота лопастей изготовлены из нержавеющей стали. Поверхности цапфы, контактирующие с подшипниками, облицованы нержавеющей сталью.

Конструкция экологичного рабочего колеса была изготовлена для значительной серии гидротурбин Волжско-Камского каскада. Однако после двух лет эксплуатации обнаружился прогрессирующий рост перестановочных усилий в механизме поворота лопастей. При обследовании, изучения условий эксплуатации и анализа было установлено, что основной причиной роста трения является осмос: проникновение воды под действием нагрузок в сеть капилляров объема антифрикционных втулок подшипников, контакт с неотвержденной частью связующего материала, образование микрополости повышенного давления, распирающей материал изнутри. Вследствие этого происходит перекрытие зазора и защемление узла трения.

Из публикаций известно, что разработку экологичных рабочих колес осуществляют также известные мировые фирмы: Andritz, Фойт, Alstom, Waplans.

Фирма Andritz разработала экологичные рабочие колеса с безмасляными РК, в механизме которых применены самосмазывающиеся подшипники. Описываются также рабочие колеса с ограниченным количеством масла в подшипниках МПЛ.

Фирма Alstom разработала экологичную гидротурбину с РК, в МПЛ которой применены подшипники смазываемые водой.

Фирма Waplans спроектировала и изготовила относительно небольшую турбину, подшипники которой смазываются биологически-разлагаемым маслом.

Можно сделать вывод, что известные фирмы активно проводят исследовательские опытно-конструкторские работы по созданию экологичных гидротурбин. Однако надежной конструкции в настоящее время не разработано.

Во второй главе представлены материалы исследований и испытаний новых материалов для бессмазочных узлов трения механизма поворота лопастей.

С целью увеличения надежности антифрикционных материалов для экологичных рабочих колес была реализована расширенная программа исследований, включающая испытания большой группы композитных материалов.

На основании анализа трибомеханических характеристик и оценки их соответствия уточненным техническим требованиям были отобраны для подробных трибологических исследований на стенде ЛМЗ перспективные металлокомпозитные (бронзофторопласт) и синтетические композитные материалы (углестеклоэпоксидная композиция, УСЭК; эпоксидная композиция, УГЭТ).

Испытательный стенд ЛМЗ (схема показана на рисунке 1) предназначен для определения основных трибомеханических характеристик материала: коэффициента трения и износа. На стенде воспроизводятся реальные нагрузки, скорости вращения цапф, тепловые режимы, условия смазки и др.

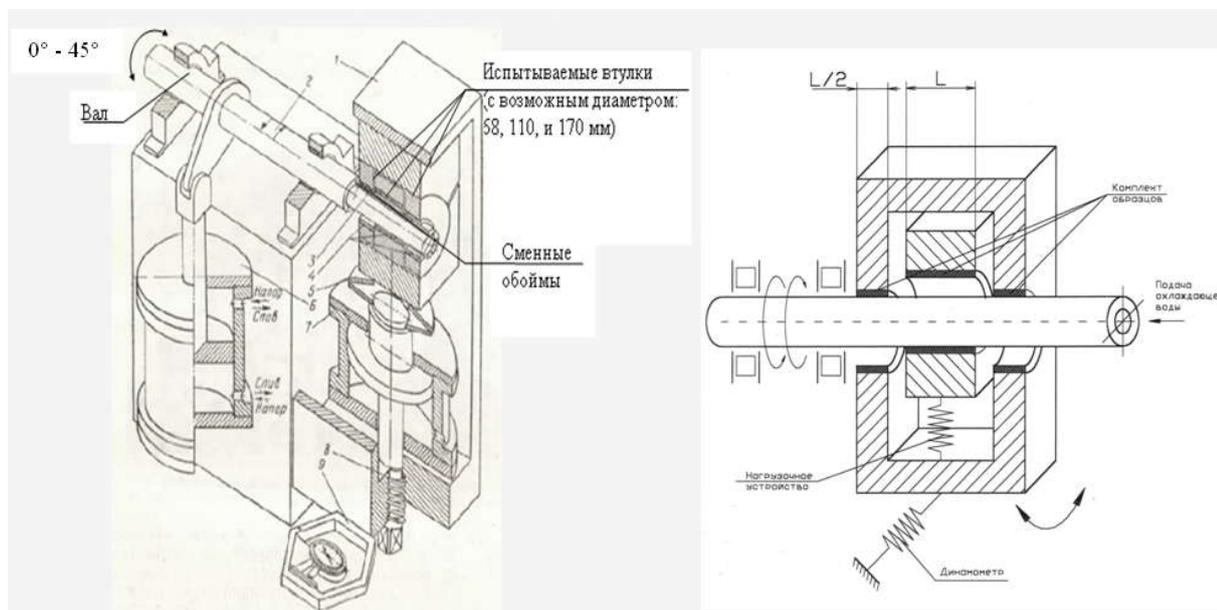


Рисунок 1 Принципиальная схема стенда для испытания антифрикционных втулок

Испытания бронзофторопласта (БФ). Материал представляет собой бронзовую или стальную основу, на которой нанесен методом спекания пористый слой бронзовых сферических частиц диаметром $\sim 0,1$ мм, толщиной 1,5-2 мм. Поры на всю глубину заполнены фторопластом с наполнителем (дисульфид молибдена) с общим объемом 20-40%. Из этой же смеси сформирован тонкий приработочный слой.

При испытаниях обеспечивались следующие условия:

- удельные давлений 400, 700, и 1000 кг/см²;
- контртело – сталь 20Х13 с чистотой обработки $\nabla 6 - \nabla 7$;
- скорость скольжения – 4 мм/с;
- испытания проведены без смазки, в воде, в масляной ванне и при первичной смазке солидолом;
- количество часов одного цикла испытаний 50 часов, (2400 поворотов вала), количество циклов 10;
- в процессе испытаний измерялись удельные давления, скорость, коэффициент трения, время испытаний, износ.

Значения коэффициента трения и износа от времени испытаний приведены на рисунках 2, 3.

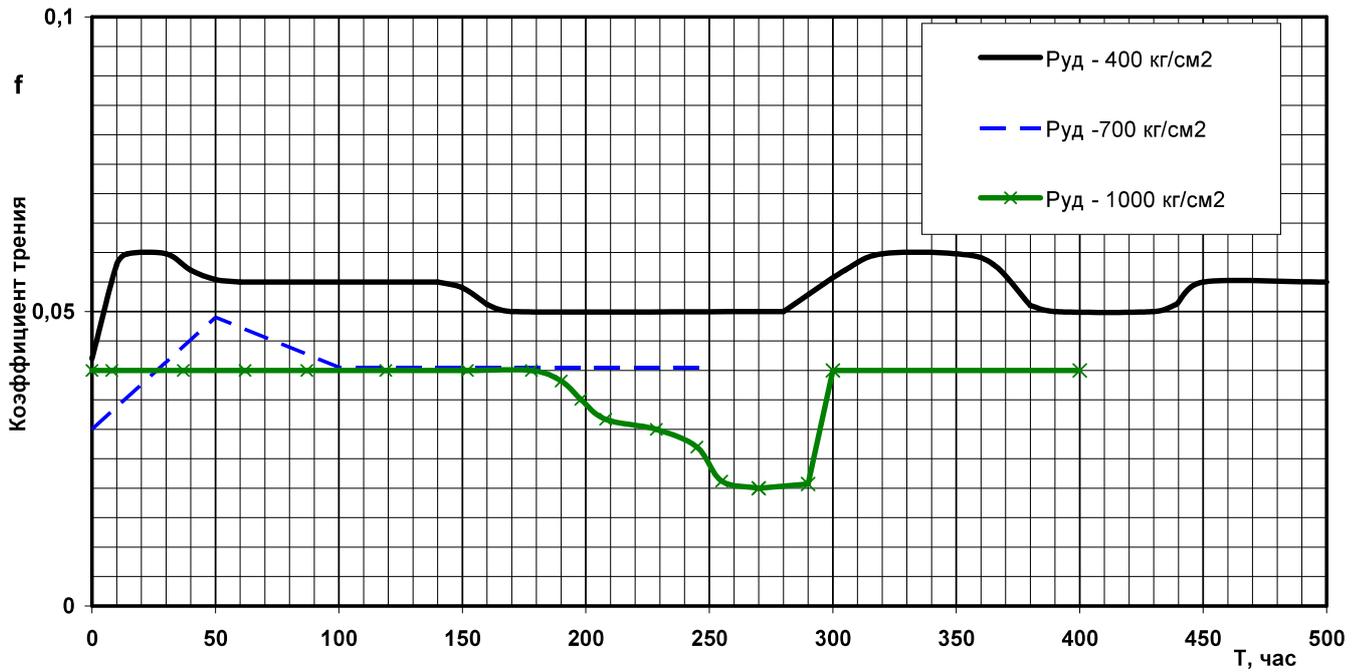


Рисунок 2 Зависимость изменения коэффициента трения от времени испытания без смазки

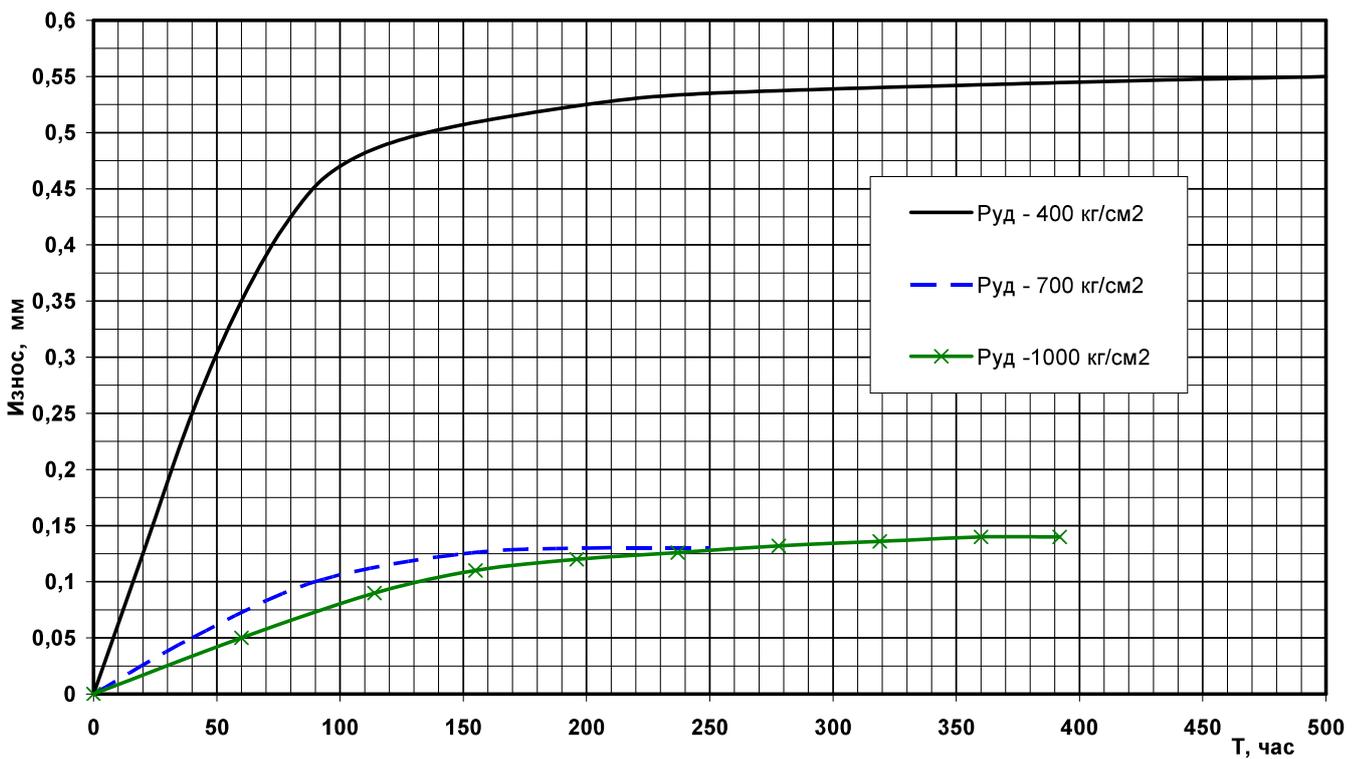


Рисунок 3 Зависимость изменения износа от времени испытания без смазки

Проведенные испытания на стенде показали, что бронзофторопласт хорошо работает в широком диапазоне нагрузок при различных смазках (Таблица 2) с коэффициентом трения меньше нормативного ($<0,1$) и интенсивностью изнашивания в пределах 2-5 мкм/км.

Таблица 2 Сводная таблица испытаний

№ п/п	Тип смазки	Материал вала	Исходный зазор в сопряжении, мм	Удельная нагрузка, Руд МПа	Время испытаний, час	Коэффициент трения	Износ средней втулки, мм
1	Без смазки	20X13	0,27	40	350	0,06	0,04
2		20X13	0,13	70	250	0,04	0,13
3		20X13	0,435	100	400	0,04	0,135
4	Узел трения в водяной ванне	20X13	0,43	40	400	0,03	0,07
5		20X13	0,113	70	500	0,06	0,085
6		20X13	0,23	100	350	0,06	0,065
7	Первичная одноразовая смазка солидолом	Ст45	0,82	40	600	0,04	0,185
8		Ст45	0,60	70	500	0,05	0,02
9		20X13	0,232	100	400	0,07	0,105
10	Узел трения в масляной ванне	Ст45	0,40	40	500	0,04	0,165
11		Ст45	0,22	70	200	0,08	0,07
12		20X13	0,335	100	400	0,01	0,095

Испытания углестеклоэпоксидной композиции (УСЭК). Материал является слоистым пластиком (Рисунок 4).

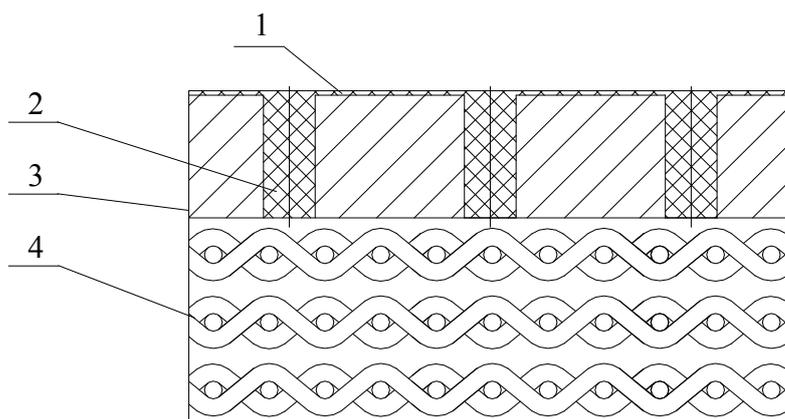


Рисунок 4 Схематический разрез структуры материала УСЭК

Верхний приработочный слой – фторопласт толщиной до 0,3мм; нижележащий слой – рабочая поверхность, толщиной 3мм – углепластик, охватывающий фторопластовые вставки, состоит из угольных нитей, пропитанных эпоксидной смолой; третий нижний слой – стеклопластик, воспринимающий механические нагрузки.

Ресурсные испытания на стенде ЛМЗ показали (Рисунок 5), что коэффициент трения не превышает 0,1, интенсивность изнашивания 5,6 мкм/км при удельном давлении 500 кг/см².



Рисунок 5 Ресурсные испытания материала марки УСЭК.
Удельное давление 50МПа, путь трения 25км

Испытания модификаций эпоксидного углепластика горячего прессования УГЭТ. Материал имеет хорошие трибомеханические характеристики при смазке водой. Для улучшения характеристик при работе без смазки были выполнены испытания с различными антифрикционными наполнителями, включая макромолекулярными вставками фторопласта. Получено снижение коэффициента трения до нормативного 0,1, однако обнаружена нестабильность, выраженная в изменении коэффициента трения и недопустимом износе контртела. Необходимы дальнейшие исследования.

По результатам исследований на модельных стендах сделан вывод, что по своим антифрикционным, противозносным и прочностным характеристикам бронзофторопласт и углестеклоэпоксидная композиция соответствуют требованиям и условиям работы в механизме поворота лопастей экологических гидротурбин.

В третьей главе дано описание конструкций рабочих колес экологических гидротурбин, в которых применены исследованные антифрикционные самосмазывающиеся материалы – бронзофторопласт и углестеклоэпоксидная композиция. Рабочие колеса имеют различные размеры и конструктивное исполнение. Рабочее колесо для ГЭС Утанен (Финляндия) диаметром 4,65м имеет пять лопастей и предназначено на напор 16,9м. Каждая лопасть опирается на два подшипника с втулками из бронзофторопласта. Высокое давление в системе привода механизма поворота лопастей – 15МПа позволило расположить компактный сервомотор в нижней части корпуса, а механизм поворота в составе крестовины, серег и рычагов разместить в верхней части (Рисунок 6).

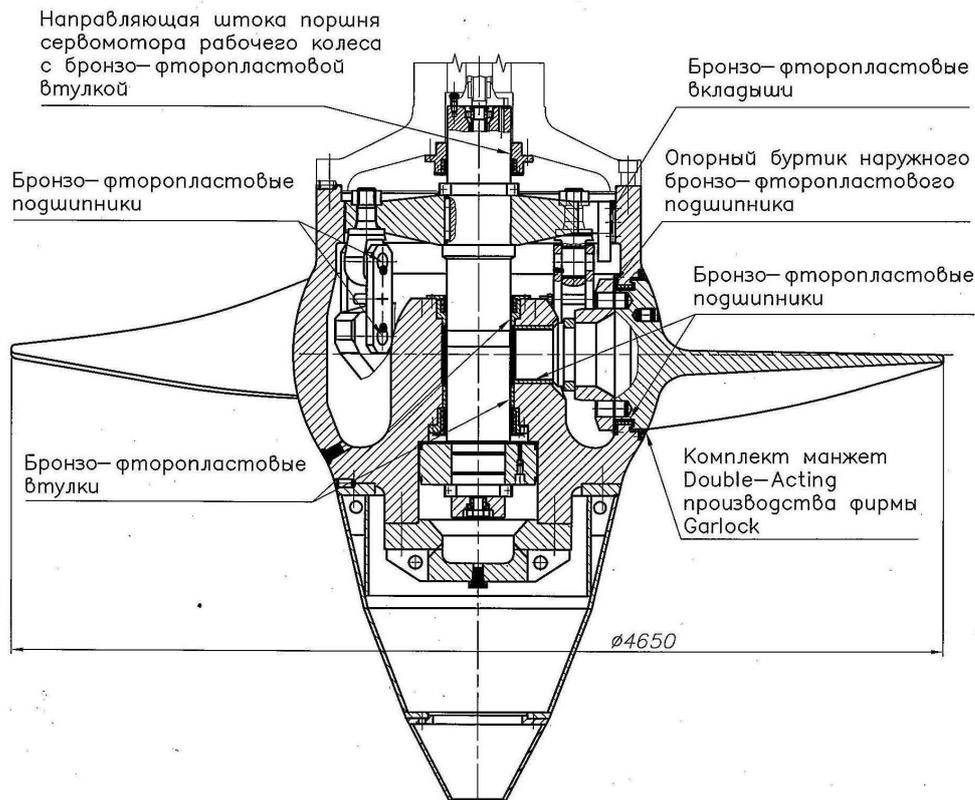


Рисунок 6 Корпус рабочего колеса

Шток сервомотора перемещается в двух бронзонфторопластовых втулках. Опоры устанавливаются по прессовой посадке в выгородке, которая изолирует верхнюю полость сервомотора рабочего колеса от полости расположения механизма поворота лопастей. Выгородка уплотняется по штоку манжетами. Все поверхности трения механизма оснащены втулками из материала БФ. Таким образом вся внутренняя полость рабочего колеса изолирована от масла. В связи с этим для повышения надежности механизма основные элементы выполнены из нержавеющей стали. Фланец каждой лопасти уплотняется комплектом манжет ф. Garlock.

В целях модернизации рабочих колес с заменой втулок из недостаточно надежной стеклоэпоксидной композиции (СЭК) на рекомендованные из бронзофторопласта была сохранена конструктивная схема механизма поворота лопастей. Для размещения манжетного уплотнения лопастей подшипники опоры фланца лопастей перенесены ближе к оси рабочего колеса.

Для реконструкции крупных гидротурбин Рыбинской ГЭС ($D_1=9,0\text{м}$) и Чебоксарской ГЭС ($D_1=10,0\text{м}$) применена традиционная схема механизма поворота лопастей с нижним расположением крестовины. В подшипниках скольжения, упорных кольцах и планках механизма используются вкладыши втулок, выполненные из углестеклоэпоксидной композиции (УСЭК).

Антифрикционные втулки подшипников являются основным элементом, обеспечивающим необходимые трибомеханические свойства и надежность механизма поворота лопастей. На основании опыта эксплуатации и особенностей технологии изготовления разработан ряд конструкций втулок в зависимости от применяемых антифрикционных материалов.

Подшипники из бронзофторопласта с внутренним диаметром втулок до 500 мм и высотой не более 150 мм выполняются в виде целого кольцевого вкладыша (Рисунок 7).

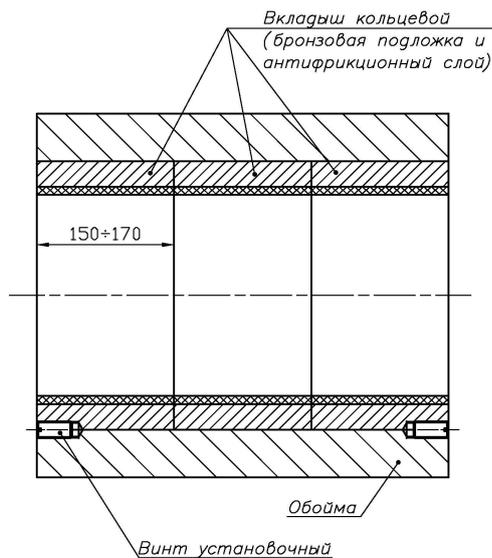


Рисунок 7 Исполнение втулок с внутренним диаметром менее 500мм

Втулки с внутренним диаметром свыше 500 мм выполняются наборными из отдельных планок (Рисунок 8).

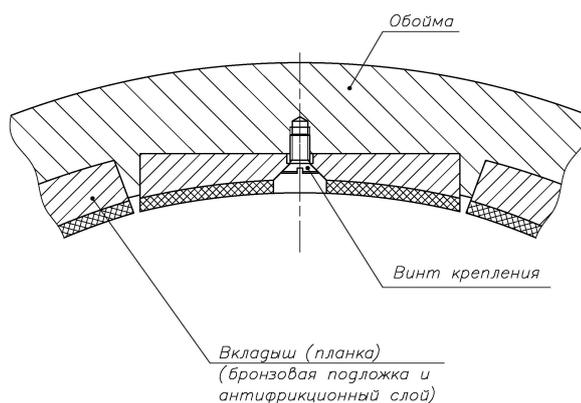


Рисунок 8 Исполнение втулок с внутренним диаметром более 500мм

Втулки из углестеклоэпоксидного материала диаметром до 400 мм выполняются целиком, более 400 мм клеиваются в стальные обоймы (Рисунок 9).

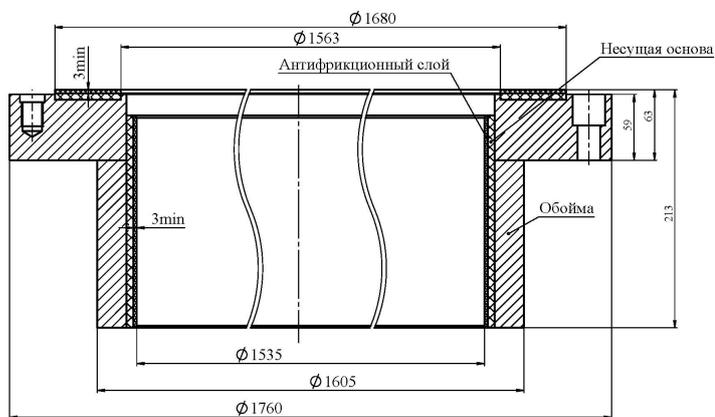


Рисунок 9 Конструкция втулки из материала УСЭЖ

В четвертой главе приведены результаты эксплуатации натуральных экологичных гидротурбин с антифрикционными втулками из бронзофторопласта. Выявлено, что часть гидроагрегатов с рабочими колесами диаметром $\sim 4,5 \dots 6,5$ м работают надежно без замечаний.

На гидроагрегатах с рабочими колесами диаметром $\sim 9 \dots 10$ м после одного-двух лет эксплуатации имеет место возрастание перестановочных усилий. Обследование механизма поворота этих рабочих колес показало частичное разрушение антифрикционного слоя пластин, усталостные разрушения винтов крепления их к корпусу, сдвиг пластин.

Недостаточная надежность антифрикционных втулок из бронзофторопласта вызвала необходимость проведения дополнительных исследований, учитывающих условия работы и конструкцию механизма поворота натуральных гидротурбин.

Цель дополнительных исследований антифрикционных материалов состояла во-первых в определении структуры и состава контактной поверхности в исходном состоянии, после лабораторных испытаний и их эксплуатации; во вторых в определении возможных причин деградации антифрикционного покрытия втулок. Испытания проведены в ИПМех РАН с использованием оптических и электронных микроскопов, систем анализа изображения и микроанализа состава структуры материала.

Было установлено, что на поверхности опорных пластин в процессе их эксплуатации в условиях действующих контактных давлений возможно намазывание бронзовой составляющей на контактную поверхность. Кроме того на ней интенсивно протекают процессы окисления. В результате доля фторопластового наполнителя на поверхности контакта уменьшается, что приводит к увеличению коэффициента трения и повышенному износу, разрушению крепежных винтов и сдвигу пластин.

Аналогичные исследования углестеклоэпоксидной композиции показали, что благодаря слоистому строению и макроставок фторопласта, материал не меняет свою структуру и триботехнические характеристики в процессе работы.

С целью моделирования условий работы антифрикционных элементов подшипников механизма поворота лопастей натуральных рабочих колес были проведены испытания на реальных образцах с размерами пластин 260x90мм толщиной 10-13мм. Испытания были проведены на специально оборудованном стенде ОАО «НПО ЦКТИ» (Рисунок 10).



Рисунок 10 Внешний вид испытательного стенда

Оборудование позволяло проводить испытания в режиме возвратно-поступательных движений с моделированием реальных нагрузок и перекосов (Рисунок 11).

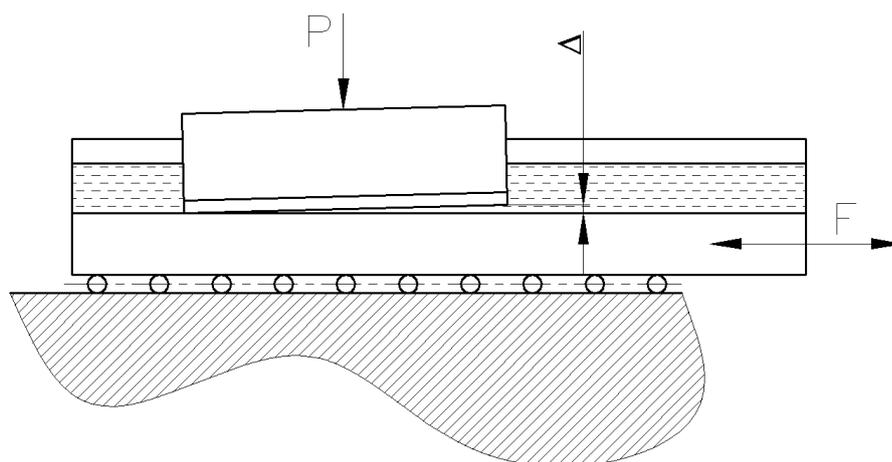


Рисунок 11 Схема эксперимента при испытаниях с перекосом
 Δ - величина перекоса

Испытанные материалы: углестеклоэпоксидная композиция, углепластики (УГЭТ, УГЭТ-МФ), бронзофтропласт.

Испытания показали, что материал УСЭК обладает лучшими трибомеханическими характеристиками. Близкие показатели имеет УГЭТ-МФ.

В условиях перекоса УСЭК и УГЭТ-МФ обладают свойством прирабатываемости: в зоне с максимальным удельным давлением имеет место локальный износ, после чего коэффициент трения и интенсивность износа восстанавливаются до уровня, соответствующего равномерному давлению.

Материал БФ по данным испытаний имеет коэффициент трения, превышающий нормативный.

Как показал опыт эксплуатации, надежность антифрикционных втулок существенно зависит от их конструкции, размеров и деформационных перемещений, которые являются следствием действующих нагрузок и жесткости корпуса рабочего колеса и механизма поворота лопастей. В результате в местах опор могут возникать контактные напряжения, превосходящие допустимые, определенные экспериментально на модельных стендах по средним удельным давлениям.

Для определения уровня контактных напряжений и учета их при конструировании рабочего колеса была разработана специальная программа расчета. Общий вид математической модели механизма поворота лопастей показан на рисунке 12.

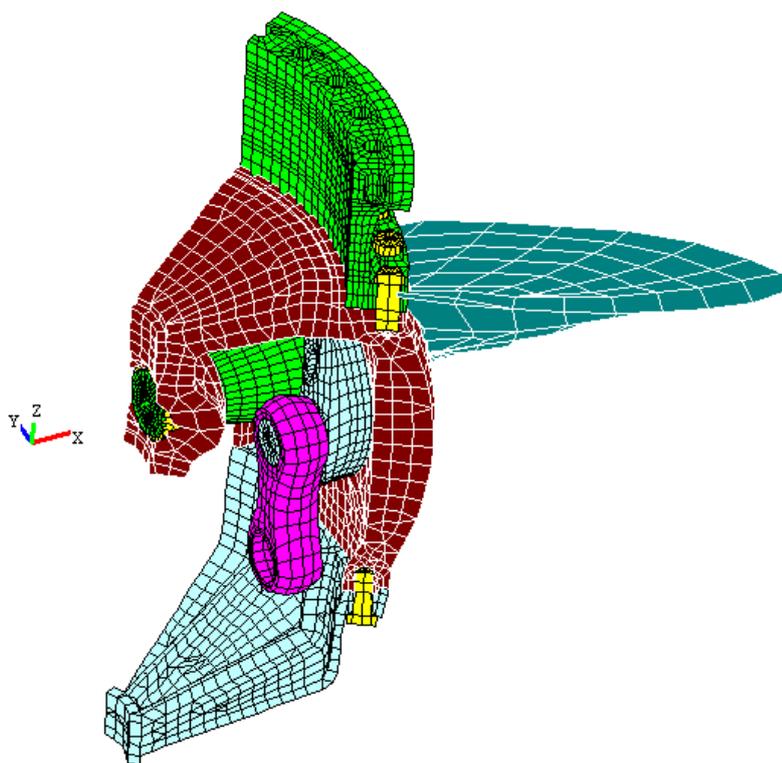


Рисунок 12 Модель рабочего колеса

Моделирование осуществлено методом конечных элементов. Учтены следующие внешние силы: сила тяжести, центробежная сила от вращения рабочего колеса, давление воды на лопасть. В результате расчета определены деформации и контактные давления от рабочих нагрузок и предварительной затяжки болтов для последовательного ряда углов установки лопасти. Взаимная деформация корпуса и деталей механизма поворота показаны на рисунке 13.

Концепция проекта основывается на обобщении опыта создания поворотно-лопастных гидротурбин, результатах разработки и исследования новых антифрикционных материалов, достижениями в области прочности и надежности конструкции и современных компьютерных технологиях 3D проектирования.

Параметрические соотношения размеров механизма поворота лопастей получены по результатам обобщения действующих конструкций в зависимости от втулочного отношения $k = D_{\text{втулки}} / D_1$, рисунок 14, таблица 4.

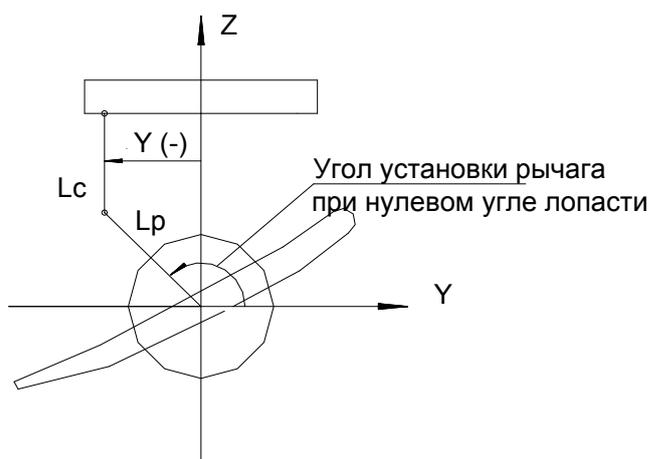


Рисунок 14 Расчетная схема механизма поворота рабочего колеса

Таблица 4 Параметрические соотношения размеров механизма поворота лопастей

Втулочное отношение k	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55
Длина рычага L_p	0.18	0.17	0.16	0.16	0.16
Длина серьги L_c	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18
Координата Y_c	-0.16	-0.16	-0.01	0.03	0.05
Угол установки рычага в нулевом положении лопасти ψ , град	180	170	140	120	120

Аналогичные соотношения определены для основных деталей рабочего колеса: цапфы, корпуса рабочего колеса, рычага, крестовины, поршня и др.

Данные, полученные в результате моделирования параметризованной конструкции рабочего колеса, являются исходными для использования в программе расчет потребных давлений сервомотора, а также реакций в опорах цапф лопастей и усилий в звеньях механизма поворота.

Величина необходимого усилия сервомотора определяется из уравнения моментов, действующих на лопасть

$$M_c = M_{\pi} + M_{\text{тр}},$$

где M_c – момент создаваемый сервомотором;

M_{π} – поворотный момент от гидравлических и центробежных сил, действующих на лопасть;

$M_{\text{тр}}$ – момент трения в опорах.

Коэффициенты трения принимаются в зависимости от принятых в конструкции антифрикционных материалов.

Программы расчета на прочность, основанные на известных нормативных документах (РД108.023.115-87 «Нормы допускаемых напряжений в основных деталях вертикальных гидравлических турбин», ASME Boiler and Pressure Vessel Code), дополнены вследствие появления новых данных по коррозионно-усталостной прочности (ОАО ЦНИИТМАШ, ФГУП «Прометей»); методик прочностного анализа, основанных на методе МКЭ; исследований и опыта эксплуатации новых антифрикционных самосмазывающихся материалов для подшипников механизма поворота лопастей.

Поверочный расчет на прочность основных деталей механизма поворота выполняется по данным, полученным при расчете требуемых давлений и нормативов по допускаемым напряжениям, запасам по усталостной прочности и надежности подшипниковых узлов.

При этом коэффициент запаса по усталостной прочности для деталей МПЛ с пульсирующим циклом (серьга, проушина) определяется по формуле:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \times \sigma_a + \psi_{\sigma} \times \sigma_m};$$

для остальных деталей (цапфа лопасти, рычаг, крестовина) по формуле:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} - \psi_{\sigma} \sigma_m}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \times \sigma_a},$$

где σ_{-1} - предел усталостной прочности материала при испытании образцов по симметричному циклу нагружения;

σ_a - амплитуда цикла;

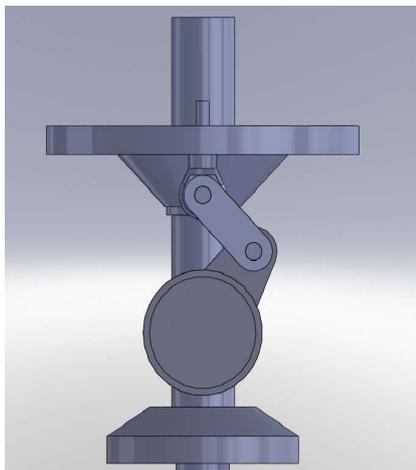
σ_m - среднее напряжение цикла;

k_{σ} - эффективный коэффициент концентрации напряжений;

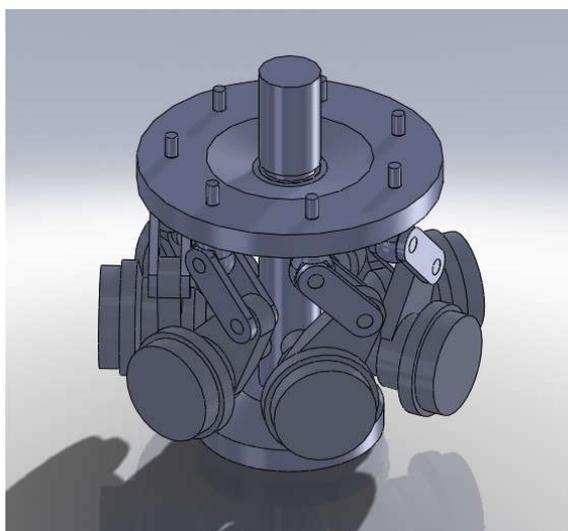
ε_{σ} - масштабный фактор;

ψ_a - коэффициент влияния асимметрии цикла.

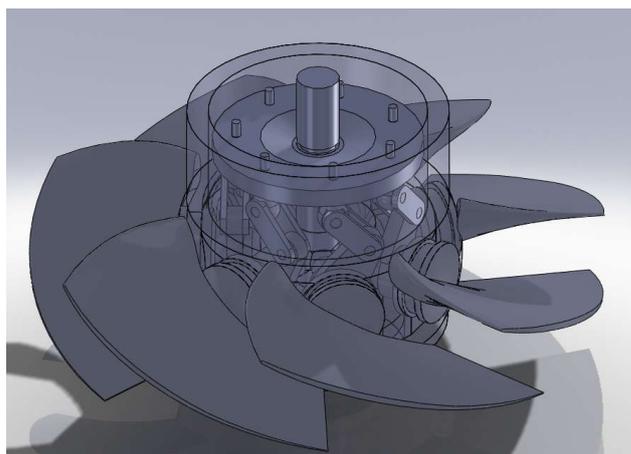
Завершается программа построением 3D модели рабочего колеса (Рисунок 15).



Поршень, шток, крестовина, серьги и рычаги



Механизм поворота лопастей с цапфами лопастей



Размещение механизма в корпусе с присоединенными лопастями

Рисунок 15 Построение 3D модели рабочего колеса

ВЫВОДЫ

1. На базе комплекса расчётно-экспериментальных исследований разработаны и освоены в производстве и эксплуатации новые бессмазочные конструкции механизма поворота лопастей рабочих колес на основе антифрикционных материалов бронзофторопласта и углестеклоэпоксидной композиции для диаметров экологичных рабочих колес от 4,5 до 10,5 м.

2. Расчётное исследование деформации механизма поворота лопастей и контактных напряжений с учетом свойств антифрикционных материалов, реальных размеров и зазоров в подшипниковых узлах показало, что контактные напряжения в 2-3 раза превосходят удельные давления и приводят к неравномерному износу и изменению фрикционных свойств материала втулок.

3. Стендовые испытания, выполненные на крупномасштабных образцах с моделированием условий нагружения антифрикционных втулок механизма поворота лопастей, позволили показать, что пара трения с УСЭК менее чувствительна к высоким контактным напряжениям, чем пара трения с БФ. Кроме того, показано, что с увеличением пути трения коэффициент трения бронзофторопласта не является постоянным и может увеличиваться до нежелательного уровня (больше 0,1).

4. Результаты натурных испытаний экологичных гидротурбин, оснащенных втулками из бронзофторопласта, показали, что перестановочные усилия растут при диаметре 9,3м после 1-2 лет эксплуатации и практически не изменяются в течение 8-12 лет эксплуатации при диаметрах 4,5-6,5м. Диаметр не влиял на величину перестановочных усилий при использовании УСЭК.

5. Показано, что высокие контактные напряжения и рост коэффициента трения приводит к снижению надежности конструкций составных (наборных) антифрикционных втулок большого диаметра ($D \sim 1,5\text{м}$) из материала БФ (усталостное разрушение крепежных винтов и сдвиг антифрикционных пластин).

6. Установлено влияние высоких контактных напряжений и влажности на деградации антифрикционного материала БФ и ухудшение его эксплуатационных характеристик.

7. Разработана концепция параметрического проектирования механизма поворота лопастей ПЛ ГТ на базе 3D твердотельного моделирования, применение которой при проектировании ПЛ ГТ проводится с использованием результатов экспериментального исследования коррозионно-усталостной прочности гидротурбинных сталей, натурных и стендовых испытаний антифрикционных материалов, натурных исследований динамической и статической прочности деталей, опыта эксплуатации механизма поворота лопастей гидротурбин

8. Разработаны технические требования и рекомендации по применению УСЭК (углестеклоэпоксидная композиция) для безмасляных подшипников механизма поворота лопастей рабочих колес при сроке службы подшипников 20 лет для пути трения не более 30 км и скорости скольжения не более 0,05м/с.

9. Экспериментальным образом определены трибомеханические свойства и параметры применения антифрикционных бессмазочных материалов для втулок подшипниковых узлов механизма поворота лопастей экологичных рабочих колес гидротурбин:

- бронзоторопласт, коэффициент трения 0,07-0,075, интенсивность изнашивания 2-5 мкм/км, удельные нагрузки до 1000 кг/см²;

- углестеклоэпоксидная композиция, коэффициент трения не превышает 0,1, интенсивность изнашивания 5,6 мкм/км, удельные нагрузки не менее 500 кг/см²;

10. Результаты комплекса расчётно-экспериментальных работ по антифрикционным материалам и конструкции механизма поворота лопастей были внедрены при проектировании, изготовлении и освоении в эксплуатации экологичных ПЛ гидротурбин для Волжской ГЭС (12 г/т, D1=9,3м, N=145МВт), Жигулевской ГЭС (8 г/т, D1=9,3м, N=145МВт), Чебоксарской (5 г/т, D1=10,0м, N=80,5МВт), и Рыбинской (1 г/т, D1=9,0м, N=70МВт).

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях Перечня ВАК

1. Демьянов В.А., Кондратьев В. Н. Состояние и перспективы развития гидротурбостроения // Тяжёлое машиностроение. - 2007. - №11. - С.2-7.
2. Демьянов В.А., Иванов С.В, Пылев И.М. Технические проблемы реконструкции гидротурбинного оборудования // Гидротехническое строительство.- 2007. - №11.- С.2-7.

Публикации в трудах конференций

3. Демьянов В.А., Сотников А.А. Гидротурбостроение: состояние и перспективы развития // Энергомашиностроение.- Тр. СПбГПУ №491. - 2004 – С.105-111.
4. Demianov V., Sotnikov A., Malychev A. Problems and trends in refurbishments of hydroturbine equipment in Russia // Proceedings international conference of Hydropower 2004. Yichang. China. May 2004. vol. III.
5. Демьянов В.А., Пеклер К.В., Левин М.А. Проект гидротурбинной установки для ОАО «Волжская ГЭС» и ОАО «Жигулевская ГЭС». Вторая модернизация // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: Труды III Международной научно-технической конференции.- СПб: Изд-во СПбГПУ.- 2005. – С.161-171.
6. Демьянов В.А., Кондратьев Ю.С., Бабаченко Ю.В. Современные тенденции в технологии проектирования гидромашин: от модели до станка с ЧПУ // Гидравлические машины, гидроприводы, гидропневмоавтоматика: Труды IV Международной научно-технической конференции. - СПб: Изд-во СПбГПУ. - 2006. – С.7-11.
7. Demianov V., Ivanov S, Ilyin S. Problems of reliability of composite materials for ecologically clean Kaplan turbines // Proceedings international conference HYDRO-2009, Lyon, France, October 2009, session 7.04.
8. Демьянов В.А., Пылев И.М. Опыт и проблемы создания высокоэффективных гидротурбин большой мощности // Гидравлические машины, гидроприводы, гидропневмоавтоматика: Сборник научных трудов 6-й международной научно-технической конференции. – СПб: Изд-во СПбГПУ. - 2010. - С.47-57.
9. Демьянов В.А., Пылев И.М. Опыт и проблемы создания и реконструкции гидротурбинного оборудования // Гидротехника XXI век. - 2011. - №2(5). - С.12-21.

10. Demianov V., Pylev I., Ilyin S., Morkin O., Chernin A. Investigating friction materials for the adjustable blade journal bearings of the ecologically clean runner of the Kaplan turbines // Proceedings international conference HYDRO-2103, Innsbruck, Austria, Oktober 2013, Session 4c.