



ISSN 2071-2898 (Print)
ISSN 2071-2901 (Online)

Г.К. Боровин, В.В. Ткачук

О работах моделирования и проектирования системы насос-турбина в гидроаккумулирующих электростанциях (обзор)

Статья доступна по лицензии
Creative Commons Attribution 4.0 International



Рекомендуемая форма библиографической ссылки: Боровин Г.К., Ткачук В.В. О работах моделирования и проектирования системы насос-турбина в гидроаккумулирующих электростанциях (обзор) // Препринты ИПМ им. М.В.Келдыша. 2022. № 9. 22 с.
<https://doi.org/10.20948/prepr-2022-9>
<https://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2022-9>

**Ордена Ленина
ИНСТИТУТ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ
имени М.В.Келдыша
Российской академии наук**

Г.К. Боровин, В.В. Ткачук

**О работах моделирования
и проектирования системы насос-турбина
в гидроаккумулирующих электростанциях
(обзор)**

Москва — 2022

Г.К. Боровин, В.В Ткачук

О работах моделирования и проектирования системы насос-турбина в гидроаккумулирующих электростанциях (обзор)

В работе представлен обзор исследований в мире по проектированию и созданию гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС) с гидромашинами, имеющими оптимальные характеристики, по принципу работы обратимых насос-турбин, оптимизации их проточной части. Отдельное внимание было уделено работам по исследованию работы гидромашин в насосном и турбинном режимах. Анализ публикаций показал, что за рубежом проводятся активные исследования по проектированию и созданию ГАЭС с гидромашинами, имеющими оптимальные характеристики. При проектировании гидромашин используются различные системы математического моделирования. Как показывает международный опыт, исследование гидромашин и, в частности, системы насос-турбина, с использованием средств вычислительной гидродинамики, например CFD моделирования, получает всё более широкое распространение.

Ключевые слова: гидроаккумулирующие электростанции, гидромашин, насос-турбина, математическое моделирование нестационарных процессов, многокритериальная оптимизация.

G.K. Borovin, V.V. Tkachuk

About the works of modeling and designing a pump-turbine system in pumped-storage power plants (review)

The paper presents an overview of research in the world on the design and creation of pumped hydroelectric energy storage with hydraulic machines having optimal characteristics according to the principle of operation of reversible pump turbines, optimization of their flow part. Special attention was paid to the work on the study of the operation of the hydraulic machine in pumping and turbine modes. As the study of publications has shown, active research is being conducted abroad on the design and creation of hydroelectric power plants with hydraulic machines having optimal characteristics. When designing hydraulic machines, various mathematical modeling systems are used. As international experience shows, the study of hydraulic machines and, in particular, the pump-turbine, using computational fluid dynamics tools, for example, CFD modeling is becoming increasingly widespread.

Key words: pumped hydroelectric energy storage, hydraulic machines, pump-turbine, mathematical modeling of non-stationary processes, multi-criteria optimization.

Введение

Современная политика в области энергетики требует решений по производству электроэнергии с минимальным воздействием на окружающую среду и выбросом углерода. Эта политика благоприятствует возобновляемым и устойчивым источникам энергии, таким как ветровая, солнечная, ядерная и гидроэнергетика. Однако у этих источников энергии имеются недостатки, которые в значительной степени объясняются тем, что уровень спроса на электроэнергию меняется в течение дня и обычно самый низкий бывает поздно ночью, а самый высокий ближе к вечеру. Энергия от ветра и Солнца непостоянна, и поэтому трудно планировать подачу электроэнергии в сеть для устройств, использующих энергию ветра и Солнца. Атомные станции не могут быстро удовлетворить потребности в энергии, когда происходят внезапные её изменения в потреблении. Все эти недостатки источников энергии указывают на необходимость накапливать энергию при избыточном производстве энергии и потреблять накопленную энергию в моменты пиковой нагрузки.

Коммунальными предприятиями для накопления энергии обычно используются две технологии: накопление энергии с помощью гидроаккумуляторов в гидроаккумулирующих электростанциях (ГАЭС - pumped hydroelectric energy storage) и накопление энергии на сжатом воздухе (CAES - compressed air energy storage). В настоящее время эти технологии зарекомендовали себя как эффективные средства хранения энергии. Однако они редко реализуются малыми системами.

1. История развития

Первые ГАЭС появились в конце XIX века в Швейцарии. И если к началу XX века общее число ГАЭС в мире не превышало 4, то уже к началу 1960-х годов оно достигло 72, а к 2010 году — 460. В начале XXI века ГАЭС действуют в 35 странах мира. Из них наибольшее развитие получили в США, Японии, ФРГ, Италии, Франции, Швейцарии. Доля этих государств составляет 60 % от их общего числа (около 200 станций); а мощность ГАЭС США и Японии составляет около 40 % суммарной мощности ГАЭС всех существующих станций. Разработка гидроаккумулирующих систем не получила широкого распространения до 1960-х годов, когда были введены в эксплуатацию ядерные энергетические установки. В то время гидроаккумулирующие электростанции рассматривались как важное дополнение к ядерной энергетике из-за трудности оперативного регулирования мощности ядерных установок.

2. Преимущества и применение ГАЭС

Системы гидроаккумулирования являются растущей междисциплинарной областью исследований и, по-видимому, будут продолжать расти по мере того, как все больше возобновляемых источников энергии интегрируются в

электрические сети. Sivakumar и другие фирмы [1] изучили влияние ГАЭС в Индии, и пришли к выводу, что использование этих систем выгодно для удовлетворения пиковых потребностей в энергии, а стоимость энергии при этом ниже, чем у газовых и дизельных электростанций.

В настоящее время основная задача современной энергетики состоит в надежном обеспечении электроэнергией промышленности, транспорта, сельского хозяйства и населения. В структуре энергосистемы наиболее значимыми являются тепловые и атомные электростанции со сверхмощными агрегатами. Вместе с тем часто имеет место неравномерность потребления электроэнергии, поэтому возникает необходимость обеспечения маневренности энергосистемы, а именно приспособление условий работы электростанций к требованиям потребителей. То есть график нагрузки в современных электрических сетях имеет большую неравномерность, и поэтому важной задачей является покрытие кратковременных, но значительных по мощности пиков нагрузки.

В энергетике все электростанции принято делить на базовые, полупиковые и пиковые. Базовыми называют энергетические установки, работающие под нагрузкой 250 и более суток в году, полупиковые работают 80-250 суток/год, а пиковые — 20-80 суток в год. Так как основная часть электрической нагрузки покрывается базовыми электростанциями, то на них должны устанавливаться паровые турбины большой мощности, обладающие наибольшим КПД именно при выработке номинальной мощности. Порядок и принципы проектирования таких турбоустановок достаточно хорошо разработаны и успешно применяются на практике. Для покрытия пиковой части электрической нагрузки используется большое количество разнообразных энергоустановок и способов:

- кратковременная перегрузка паротурбинных установок (за счёт изменения температуры и давления пара перед турбиной, отключения системы регенеративного подогрева питательной воды и т.д.);
- использование гидравлических, дизельных, газопоршневых, газотурбинных энергетических установок, характеризующихся хорошими маневренными качествами;
- преобразование механической энергии в энергию давления или в тепловую энергию, например, путём сжатия воздуха, используемого затем в газотурбинных установках, нагрева воды в теплоаккумуляторах и др. [2].

Использование ГАЭС является одним из наиболее перспективных современных, экономичных способов покрытия переменной части нагрузки в электросетях. При минимальных нагрузках в сети избыточная вырабатываемая энергоустановкой мощность расходуется на перекачивание воды из нижнего водохранилища в верхнее, а при максимальных нагрузках вода из верхнего водохранилища проходит через энергоагрегат в нижнее, вырабатывая необходимую электрическую энергию [3]. Оба режима работы осуществляются так называемыми обратимыми гидротурбинами, которые могут работать и в режиме насоса, и в режиме турбины. В настоящее время обратимые

гидромашины получают все большее развитие в связи с интенсивным строительством ГАЭС. Наиболее широко используется двухмашинная схема оборудования ГАЭС, состоящая из двигателя-генератора и обратимой гидромашины. В роли обратимой гидромашины в настоящее время используют радиально-осевые насос-турбины, работающие в диапазоне напоров от 70 до 600 м. Двухмашинная схема наиболее компактна и требует меньших затрат на оборудование и постройку объекта. Точное определение расчетных параметров, в значительной степени влияет на создание обратимой гидромашины с высокой производительностью, а также на геометрию проточной части гидроагрегата и её характеристики. В работе [4] представлены статистические данные по существующим ГАЭС, на основе которых сделаны обобщения, позволяющие определить зависимости различных параметров как в насосном, так и в турбинном режиме работы гидромашины. При проектировании новых ГАЭС, в случае их отсутствия в номенклатурном ряду [5,6], возникает необходимость для создаваемых обратимых гидромашин проводить подробное математическое моделирование с целью оценки их конструктивных параметров.

Проектирование обратимых гидромашин является весьма сложным и в настоящее время полностью не формализованным и не автоматизированным процессом. При их проектировании необходимо добиваться:

- уменьшения гидравлических потерь в рабочем колесе и в отводящей трубе;
- уменьшения возможности возникновения кавитации в гидротурбине для увеличения развиваемой ей мощности;
- уменьшения нестабильности потока рабочей жидкости за счёт оптимизации профилирования рабочего колеса [7].

К настоящему времени неизвестна методика поэтапного проектирования обратимых гидромашин, начиная с определения состава исходных данных до разработки конструкции всех элементов гидромашины, в том числе профилирования рабочего колеса. Имеются лишь некоторые рекомендации по проектированию гидроаккумулирующих турбин [8] и методы выбора гидромашин из существующих, созданных предприятиями на основании накопленного ими инженерного опыта. Существующая номенклатура проточных частей гидротурбин не в полной мере отвечает реальным условиям действующих ГЭС и ГАЭС. Поэтому разработка и создание новых типоразмеров ГЭС и ГАЭС, а также разработка их новых типов является весьма актуальной задачей. При ее решении необходимо выполнение комплекса расчетных и экспериментальных исследований для базовых гидротурбин каждого типоразмера с последующим определением основных параметров всего ряда турбин. Проектирование и расчет гидравлической части насос-турбины обычно выполняется для насосного режима, а затем рабочие колеса исследуются в турбинном режиме [9]. При проектировании таких гидромашин обычно принимаются во внимание рабочие характеристики, возможность возникновения кавитации и стабильность их в насосном и турбинном режимах, а также КПД. Кроме того, для энергетических характеристик гидромашины

требуется согласованное соотношение её работы в насосном и турбинном режимах. Эти задачи взаимодействуют, а иногда противоречат друг другу. Поэтому сложно создать модель с высокими характеристиками, удовлетворяющими работе насос-турбины в обоих режимах [10]. В настоящее время общий метод, который используется при проектировании гидромашин, состоит в том, что сначала надо спроектировать рабочее колесо в первом приближении, а затем оптимизировать его посредством многократного численного моделирования, тестирования модели и оптимизации для достижения наилучших характеристик проектируемой машины [11].

Стандартные насосные агрегаты, выпускаемые серийным производством, при работе в режиме обратного направления потока жидкости, имеют ряд преимуществ перед обычными турбинами для выработки электроэнергии на микрогидроэлектростанциях. Насосы производятся серийно и, как следствие, имеют преимущество для микрогидроэлектростанций по сравнению с турбинами специального назначения.

Основные преимущества насосов по сравнению с турбинами заключаются в следующем:

- встроенный насос и двигатель можно использовать в качестве турбины и генераторной установки;
- имеются насосы для применения в широком диапазоне напоров и потоков рабочей жидкости.
- насосы имеются в большом количестве стандартных размеров.

При штатных условиях насосы в качестве турбин могут использоваться в диапазоне, обычно охватываемом многоструйными турбинами Пелтона (ковшовая), турбинами Каплана с поперечным потоком жидкости и небольшими турбинами Фрэнсиса (радиально-осевая). Простота конструкции насос-турбины означает, что эта машина имеет определенные ограничения по сравнению с более дорогими типами турбин. Основное ограничение заключается в том, что диапазон скоростей потока рабочей жидкости, в котором может работать конкретная установка, существенно меньше, чем для обычной турбины. При использовании комбинированных насосно-моторных агрегатов существуют ограничения на использование таких встроенных устройств. В частности, такими ограничениями являются скорость вращения турбины, которая фиксируется по скорости вращения вала генератора, что сокращает диапазон низких скоростей насос-турбины условиями на объекте, ограниченный выбор генераторов, доступных для конкретной насос-турбины, и отсутствие возможности подключения механических нагрузок непосредственно к насос-турбине.

При использовании электрического насоса с прямым приводом, турбина и генератор должны иметь совпадающие скорости вращения. Это ограничивает диапазон расходов жидкости, в которых может работать насос. При этом необходимо соблюдать осторожность, чтобы избежать перегрузки генератора (электрической или механической). Электрическая мощность асинхронного

генератора обычно должна быть ограничена до 80% от номинальной выходной мощности двигателя [12].

3. Нестабильность характеристики насос-турбины в насосном режиме

При проектировании насосной турбины для работы в насосном режиме сложнее достичь высокого уровня производительности из-за расширяющегося её проточного канала. При неполной нагрузке область непрерывной работы насос-турбины обычно ограничена зонами образования кавитации или гидравлической неустойчивостью. Насос-турбина обычно имеет узкий диапазон высокого КПД в насосном режиме из-за неустойчивости характера потока жидкости, как в условиях малого, так и в условиях большого расхода жидкости в машине. Кавитация может возникать на кромке лопастей рабочего колеса в области низкого давления в условиях большого расхода, вызванного эффектами низкого давления и разделения потока жидкости. Если машина работает в условиях кавитации, то это может привести к вибрации и снижению производительности, то есть приводит к резкому снижению напора жидкости и КПД, а также к эрозии при длительной её эксплуатации. В условиях малого расхода и высокого напора жидкости, напорная характеристика насоса образует зону неустойчивости [13], которая известна как зона в форме «горба» или «горки». Из-за положительного наклона характеристики насоса рабочая точка может значительно и неконтролируемо изменяться, как показано на рис. 1.

При работе энергоблоков в зоне перегиба кривой характеристики давление жидкости сильно колеблется (осциллирует). По этой причине, чтобы избежать работы машины в зоне неустойчивости, должен быть сохранен достаточный запас по устойчивости для напорной характеристики рабочего колеса. Положительный наклон графика кривой производительности в насосном режиме может быть связан с вязкими диссипациями и явлениями нестационарного поведения потока жидкости, такими как вихри, отрыв потока жидкости и зоны рециркуляции. Следовательно, при проектировании насос-турбины для насосного режима работы необходимо провести исследования для расширения рабочей зоны с высоким КПД, которая имеет решающее значение для характеристик агрегата с точки зрения его энергоэффективности, кавитации и стабильности.

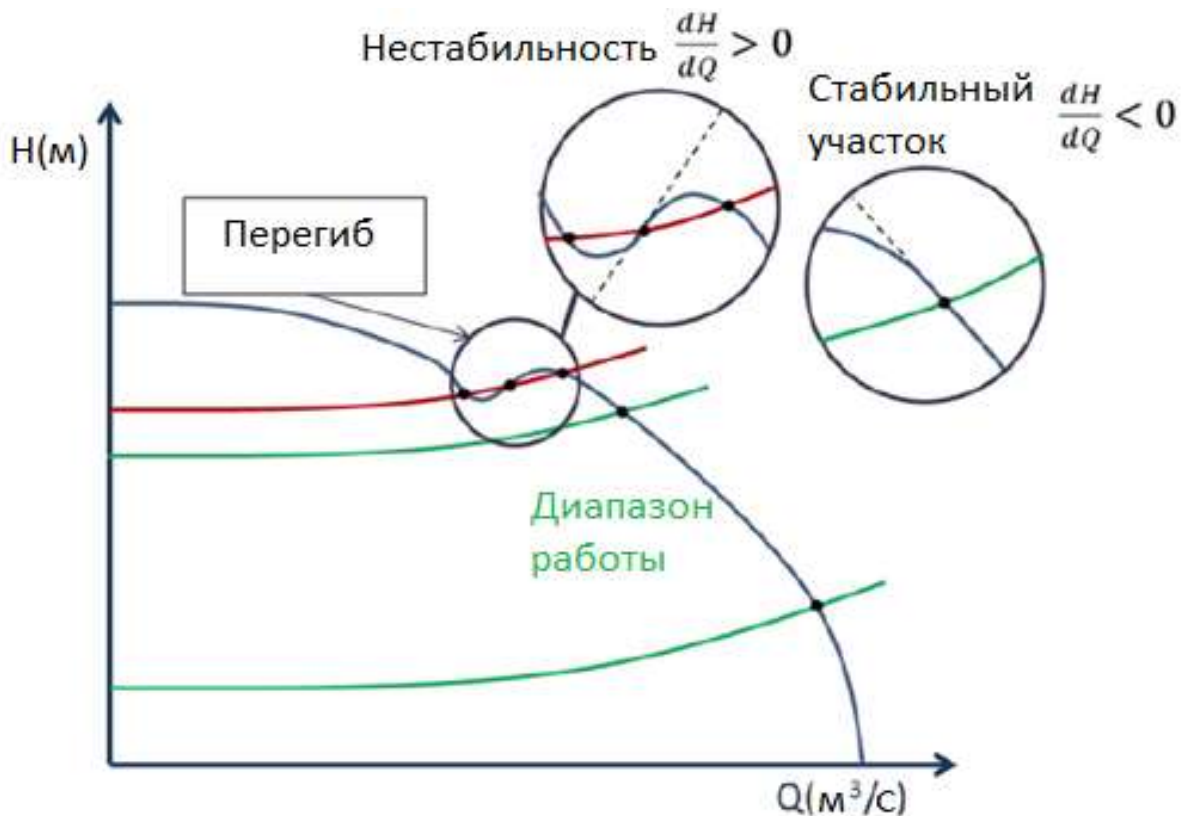


Рис. 1. Характеристика насос-турбины в насосном режиме [13]

Явление вращающегося срыва потока рабочей жидкости первоначально исследовалось для осевых и центробежных компрессоров [14-16]. Первые сведения о результатах этих исследований приведены в [17] в 1959 г., но более подробные исследования вращающегося срыва потока жидкости на центробежных насосах были изучены позже. При исследованиях взаимодействий ротора и статора Arndt в [18,19] показал, что колебания давления потока рабочей жидкости имеют больше со стороны всасывания лопаток диффузора и сильно зависят от радиального зазора между задней кромкой рабочего колеса и передней кромкой диффузора. Более того, Sano [20,21] указал, что в зависимости от ширины радиального зазора между рабочим колесом и направляющим аппаратом возникают различные виды вращающегося срыва, такие как передний вращающийся срыв, срыв чередующихся лопастей, асимметричный срыв, срыв с обратным вращением.

Подробное исследование явлений горбовидной зоны было выполнено в EPFL (Ecole polytechnique federale de Lausanne) Braun [22] во время работы по проекту Hydrodyna. Явление вращающегося срыва потока жидкости было зафиксировано экспериментально, и поведение потока жидкости в каналах направляющих лопаток было описано с использованием методов LDV (Laser Doppler Velocimetry). Лазерно-доплеровские анемометры позволяют решать большой круг задач: от исследования медленных направленных движений в капиллярах и живых клетках до дистанционных измерений турбулентной скорости потоков газа в сверхзвуковых трубах и скорости ветра в атмосфере.

Принцип работы LDV основан на эффекте Доплера, суть которого заключается в зависимости частоты излучения света, отражённого или рассеянного движущимся объектом, от скорости его движения.

При визуальном наблюдении за экспериментом, подтвержденном анализом шумовых характеристик, в области направляющих лопаток возникал кавитационный вихрь, несмотря на то, что он находится в области высокого давления. Согласно [22] подобное явление наблюдалось в некоторых промышленных центробежных насосах. О. Braun [22] предположил, что в данном случае источником вихря является отрыв потока жидкости со стороны ступицы направляющего аппарата. Некоторые устойчивые и нестационарные трехмерные модели были численно промоделированы с использованием уравнений Рейнольдса (RANS (Reynolds-averaged Navier–Stokes)) — уравнения Навье-Стокса (уравнения движения вязкой жидкости), осреднённые по Рейнольдсу). Подробное численное исследование и анализ явлений были выполнены также Pacot [23], который использовал метод моделирования крупных вихрей (LES (Large Eddy Simulation)).

Общее поведение вращающегося срыва потока жидкости в одной рабочей точке для одного из положений раскрытия направляющего аппарата было достаточно хорошо изучено, включая площадь и частоту вращающегося срыва потока жидкости. При этом следует учесть, что такие вычисления требуют больших затрат вычислительного времени и высокой квалификации вычислителей.

Основное отличие работы классических центробежных насосов от насос-турбин в насосном режиме заключается в возможности регулирования и адаптации открытия направляющих лопаток в насос-турбинах, тогда как в центробежных насосах направляющий аппарат является зафиксированным. Изменение углов раскрытия направляющих лопаток приводит к различным углам атаки на передней кромке направляющих лопаток. Кроме того, он также изменяет размер зазора между рабочим колесом и направляющими лопатками, а также зазор между направляющими и опорными лопатками, что может повлиять на положение, интенсивность, форму и скорость вращения вращающегося срыва потока жидкости.

Исследования возникновения явления вращающегося срыва потока жидкости и характеристик пульсации давления в горбовидной зоне в насосном режиме работы насос-турбины проводились с помощью стендовых испытаний и численного моделирования [22]. Н. Wang и др. [25] исследовали характеристики пульсации давления жидкости насос-турбины в горбовидной зоне в насосном режиме на высокоточной стендовой испытательной платформе и обнаружили, что пульсации давления в безлопаточном пространстве между рабочим колесом и направляющим аппаратом возрастают по мере увеличения раскрытия направляющей лопатки. Учитывая пузырьки в математической модели, описывающей процессы в машине, J. Yang и другие [26] наблюдали за вращающейся структурой срыва потока жидкости в проточном канале

направляющих лопаток в горбовидной зоне посредством стендовых испытаний и исследовали взаимосвязь между структурой и пульсацией давления жидкости. H.J. Pan и другие [27] провели испытание при натурном моделировании и исследовали явление двугорбости и соответствующую характеристику пульсации давления жидкости насос-турбины, возникающую в зоне малого расхода жидкости вблизи их оптимальных рабочих условий. При испытании первый выступ кривой напора появляется в зоне, где расход рабочей жидкости равен $0,85 \sim 0,9$ от расхода рабочей жидкости при работе насос-турбины в оптимальных условиях в насосном режиме. Между тем амплитуда пульсаций давления жидкости в безлопаточном пространстве значительно больше, чем в стабильном режиме. При этом во многих исследованиях с использованием численного моделирования анализировались пульсации давления и схемы течения потока жидкости в безлопаточном пространстве насос-турбины в нормальном рабочем режиме [28-30] и в горбовидной зоне при нестабильном рабочем режиме [31-33]. Полученные результаты этих исследований показывают, что работа в горбовидной зоне вредна для агрегата и для электростанции, поэтому необходимо обеспечить достаточный запас по устойчивости в зоне перегиба. Зона перегиба, возможно, имеет связь со скоростью потока рабочей жидкости на кромках лопастей на выходе из рабочего колеса и углом направляющих лопаток.

Следует отметить, что исследований нестабильности характеристик насос-турбины в насосном режиме все еще относительно невелико. Однако в последние годы их количество увеличилось в связи с необходимостью оптимизации режимов работы ГАЭС. Этой проблемы нестабильности характеристик насос-турбины в насосном режиме можно частично избежать, используя новые технологий управления, например, частотное регулирование вращения вала насос-турбины [34].

4. Насос-турбина с частотным регулированием

Насосы-турбины с регулируемой частотой вращения широко применяются в установках из-за их преимуществ перед установками с фиксированной частотой вращения. J.S. Anagnostopoulos и D.E. Papantonis [35] спроектировали насосную станцию для ветро- и гидроаккумулирующей электростанций, которая имеет повышенный КПД и возможность контроля реактивной мощности. Они использовали алгоритм эволюционной оптимизации, чтобы определить конфигурацию насоса с максимально возможным уровнем накопления энергии при минимально возможных инвестиционных затратах, и пришли к выводу, что насос с регулируемой скоростью вала является наиболее выгодной конфигурацией. F. Wang и J. Jiang [36] исследовали многоуровневый каскадный H-мостовой статический преобразователь частоты в синхронном двигателе для запуска насос-турбины. Они пришли к выводу, что он был более компактным, имел быструю скорость отклика, высокую точность управления и низкий уровень гармонических искажений по сравнению с обычными

статическими преобразователями частоты. N. Sivakumar и другие [37] рассматривали возможность добавления асинхронных генераторов с регулируемой частотой вращения к проекту модернизации гидроаккумулирующей станции в Кадампарае (Индия) и рекомендовали выбирать технологию регулируемой частоты вращения для повышения эффективности и лучшего управления частотой сети.

5. Оптимизация обратимых гидромашин

При работе в насосном режиме пределы устойчивости гидромашин должны быть расположены подальше от нормального рабочего диапазона, а при работе в турбинном режиме важно гарантировать быструю синхронизацию гидромашин с сетью, а также плавный рост мощности за счет открытия направляющих лопаток. Существующие эталонные модели обратимых гидромашин служат основой [38] для выбора основных размеров проточной части агрегата. Затем на следующем этапе проектирования исходные конструкции лопастей рабочего колеса выбирают, применяя полностью автоматизированного многоцелевого оптимизатора в сочетании с программными пакетами CFD-моделирования. Чтобы соответствовать всем критериям проектирования, эти рабочие колеса исследуются, дорабатываются и модифицируются по возможности с использованием системы проектирования лопастей на основе САПР. Все соответствующие гидравлические характеристики оцениваются и оптимизируются в процессе проектирования с помощью CFD-моделирования.

Работа насосно-турбинной системы обычно подвергается различным нагрузкам. Оба режима работы гидромашин насос-турбина формируют такие схемы потока рабочей жидкости, которые определяют гидравлическое поведение оборудования и должны приниматься во внимание на этапе рабочего проектирования. Для лучшего понимания этих гидравлических эффектов целесообразно рассмотреть работу насосного и турбинного режимов отдельно, хотя они влияют друг на друга. Эффективность работы насоса и турбины должна быть улучшена в процессе проектирования. Кроме того, пределы устойчивости в обоих режимах работы указанных машин должны быть смещены таким образом, чтобы можно было расширить общий рабочий диапазон, и, наконец, необходимо добиться адекватного кавитационного поведения без образования большого объема кавитации в проточной части насос-турбины (см. рис. 2). С точки зрения физики и механики процессов в гидромашине эти цели влияют друг на друга и иногда противоречат друг другу.

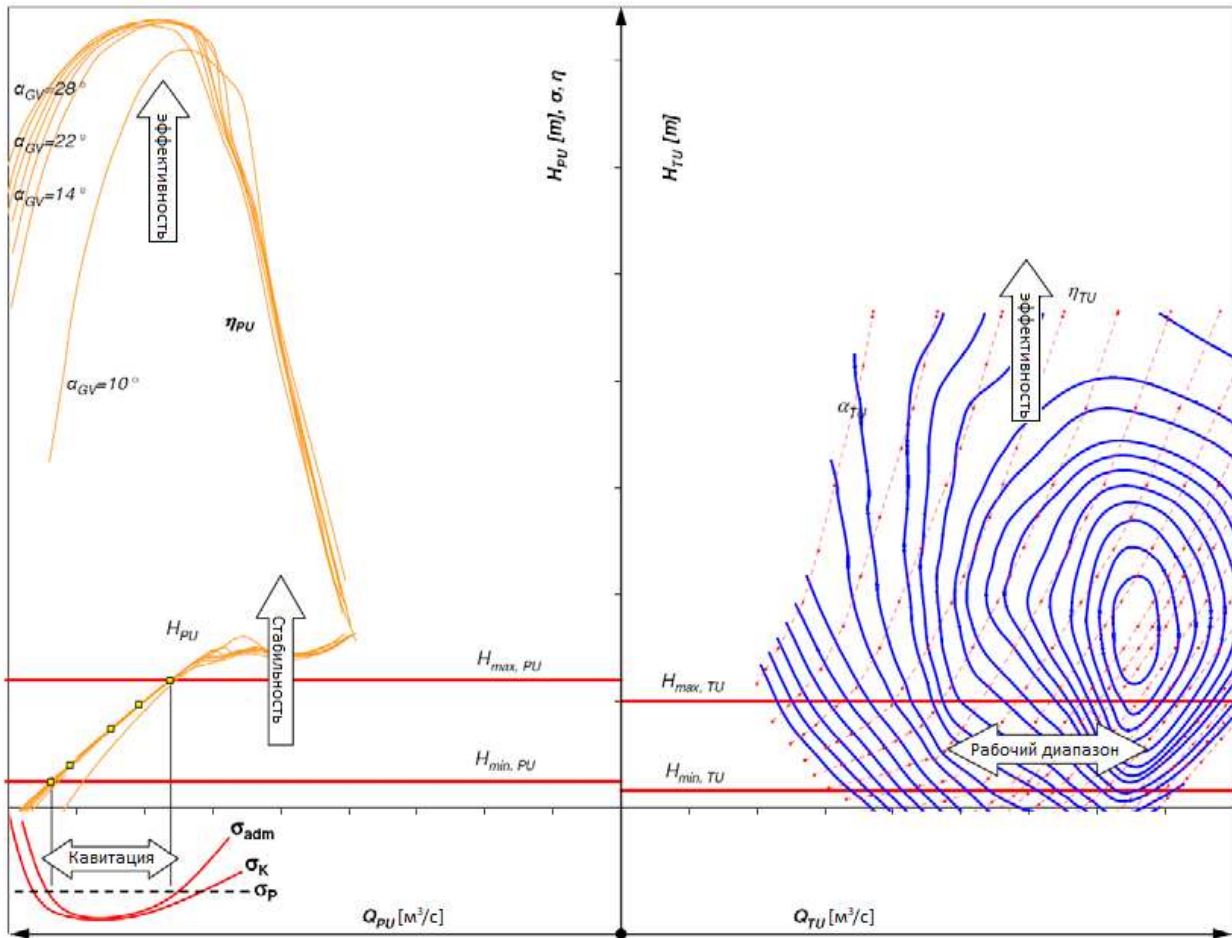


Рис. 2. Характеристика насос-турбины в насосном и турбинном режимах [38]

Как показано на рис. 2, точка оптимального значения КПД при работе насоса обычно находится при более низких напорах жидкости, чем соответствующая точка при работе турбины. Учитывая гидравлические потери со стороны низкого и высокого давления установки, при насосном режиме в машине возникает более высокий напор, чем при турбинном режиме. Сочетая эти факторы, турбинный режим насос-турбины обычно работает довольно далеко от его оптимального значения КПД. Чтобы улучшить характеристики турбины, рабочий диапазон в турбинном режиме должен быть расположен ближе к его фактическому оптимуму при более высоких напорах рабочей жидкости. Это состояние рабочего диапазона эквивалентно сдвигу $H_{\max, PU}$ к более высоким напорам. При работе насоса эта попытка улучшения характеристик турбины ограничена возможностью появления нестабильности, возникающей при низких расходах жидкости.

В режиме насоса форма передней кромки рабочего колеса влияет на возникновение кавитации. При работе турбины та же кромка рабочего колеса оказывает существенное влияние на завихрения потока жидкости на выходе из рабочего колеса. Являясь источником завихрения потока жидкости в вытяжной трубе, это завихрение на выходе влияет на динамические пульсации потока

жидкости и тем самым ограничивает оптимальный рабочий диапазон турбины. Таким образом, происходит расширение общего рабочего диапазона работы насос-турбины за счет смещения рабочего диапазона насоса, например, на более высокие напоры, и в то же время, требуя более высокой выходной мощности при работе турбины. Это является противоречивой целью. Поэтому в этом случае должен выполняться компромисс между указанными действиями.

Насосный режим

Чтобы определить оптимальную стабильную рабочую точку, насос-турбина должна иметь график кривой напорной характеристики, на которой определена только одна единственная точка – точка пересечения с кривой напора-производительности гидравлической системы (см. рис.1). Насос-турбина обычно регулируется установкой регулируемых лопаток направляющего аппарата. Как правило, для каждой настройки направляющей лопатки характерна одна кривая напора. При определенной скорости нагнетания обычно используется установка направляющей лопатки на угол с наилучшим значением КПД гидромашины. В пределах штатного рабочего диапазона большинство кривых напора образуют единую, так называемую «оггибающую» кривую (см. рис.2).

Рассмотрим нестабильность работы насос-турбины при частичной нагрузке. При снижении расхода жидкости до значений ниже оптимального рабочего диапазона работа насоса может стать нестабильной. Это проявляется во внезапном падении кривой пропускной способности жидкости. Как показано в исследованиях [39,40], пик кривых напора в основном совпадает с началом вращающегося срыва потока жидкости в лопатках диффузора. Это связано с углом установки направляющей лопатки (расходом) и всегда сопровождается спадом кривой давления на ступени подъема. Ячейки срыва потока жидкости вращаются по окружности со скоростью от 15 до 20% от скорости вращения потока жидкости на выходе из рабочего колеса [39]. Такое разделение потоков жидкости можно наблюдать на лопатках диффузора (см. рис. 3, точка С).

Независимо от явления вращающегося срыва потока жидкости, разделение потока жидкости происходит со стороны ведущего диска рабочего колеса. При дальнейшем уменьшении скорости потока жидкости это разделение смещается со стороны ведущего диска к стороне ведомого диска рабочего колеса. При дальнейшем изменении расхода жидкости можно наблюдать предварительное вращение на входе в рабочее колесо. В то время как пик кривой напорной характеристики в основном совпадает с началом вращающегося срыва потока жидкости, впадина этих кривых связана с началом его вращения [39]. Величина рециркуляции непрерывно увеличивается по мере уменьшения расхода жидкости. В отличие от разделения потока жидкости на лопатках направляющего аппарата предварительное вращение потока жидкости не зависит от угла установки направляющих лопаток. Оно зависит от диаметра всасывания и формы входа в рабочее колесо.

На рис. 3 рабочая точка А показывает возникновение кавитации на стороне всасывания, а рабочая точка В показывает возникновение кавитации на стороне нагнетания, что и было показано моделированием с помощью пакета CFD. Синие области представляют зоны, в которых статическое давление равно давлению пара.

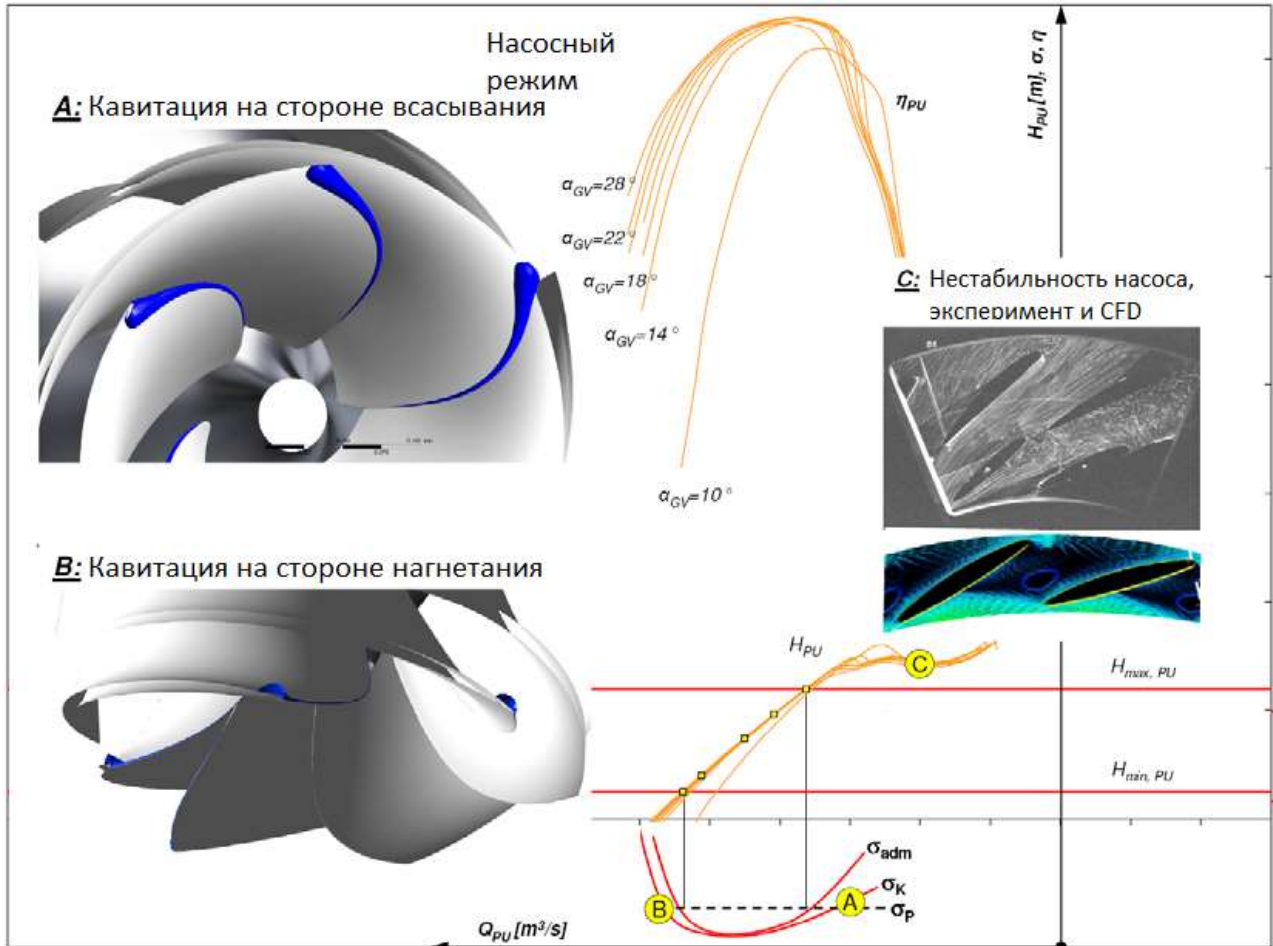


Рис. 3. Характеристика насос-турбины в насосном режиме [39]

Турбинный режим

Холостой ход

Как упоминалось, возможность быстрой балансировки энергосистемы - одно из основных преимуществ ГАЭС. Таким образом, довольно часто возможны случаи работы турбины с синхронной скоростью в условиях холостого хода, когда генератор не подключен к сети. Как показано на рис. 4 (рабочая точка D), этот режим работы является нестабильным, с пульсациями давления и сложными вихревыми структурами течения жидкости. В [42] показано, что взаимодействие ротора и статора машины доминирует в поле течения жидкости при этом режиме работы. Кроме того, считается, что S-образная форма четырех квадрантных характеристик насос-турбины в основном определяет колебания давления жидкости при работе без нагрузки [42,43].

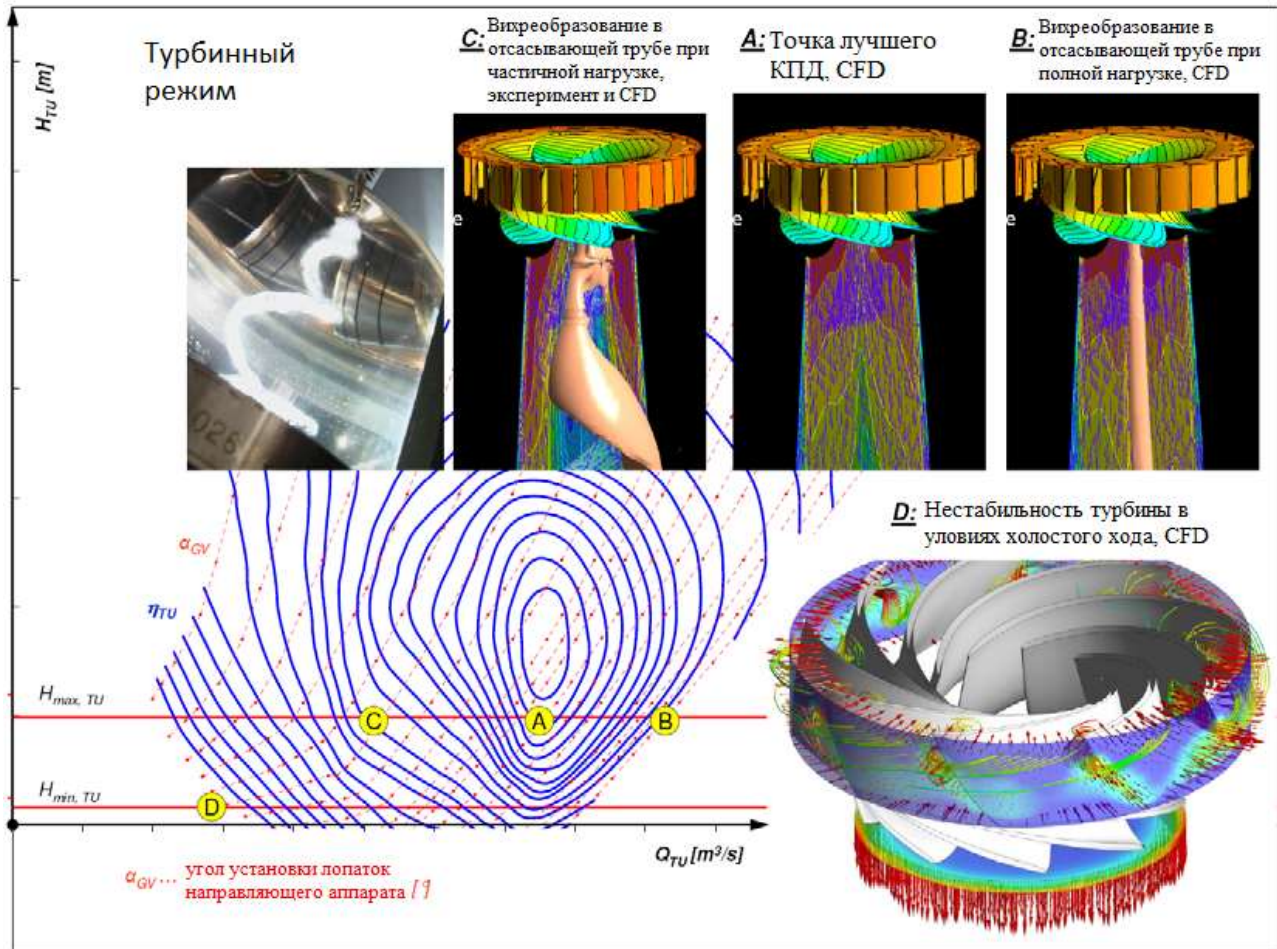


Рис. 4. Характеристика работы насос-турбины в турбинном режиме [44]

Вихреобразование в отсасывающей трубе при частичной нагрузке

После синхронизации с сетью расход и выходная мощность турбины увеличиваются за счет открытия направляющих лопаток. По-прежнему при частичной нагрузке поток жидкости в отсасывающей трубе имеет нестационарный режим вращения, так называемый вихрь частичной нагрузки, который приводит к пульсациям давления. На рис. 4 рабочая точка С показывает, что вихрь частичной нагрузки визуализирован с помощью моделирования (CFD) и сравнивается с соответствующей фигурой, полученной во время тестирования математической модели насоса-турбины, состоящей из уравнения неразрывности, уравнения Навье-Стокса, двухпараметрических моделей турбулентности [44]. Что касается частоты вращения рабочего колеса насоса-турбины, возникающие пульсации давления жидкости могут быть разделены на асинхронную и синхронную составляющие. Асинхронная частота возникает из-за прецессии вихря и в основном характеризуется громким шумом. Синхронная составляющая – это пульсация течения сквозного потока жидкости, которая может вызвать серьезные повреждения, если частота близка к собственной частоте системы [44].

Оптимальный рабочий диапазон гидромашины насос-турбина

В оптимальном рабочем диапазоне поле потока жидкости однородно в каналах лопастей и по всей машине, нет отрыва потока жидкости, и не образуются вихри. На рис. 4 показано, что рабочая точка А соответствует потоку жидкости около точки оптимального КПД турбины при максимальном напоре жидкости H_{\max} .

Вихреобразование в отсасывающей трубе при полной нагрузке

При высоких нагрузках спиралевидная форма вихря частичной нагрузки исчезает. Обычно вихрь полной нагрузки имеет осесимметричную форму и не демонстрирует никакой прецессии вихря (см. рис. 4, рабочая точка В). Таким образом, асинхронные пульсации давления жидкости отсутствуют [45]. Чтобы получить амплитуды и частоты пульсаций давления жидкости, вызванных вихрем при полной нагрузке, можно использовать аналитико-эмпирические одномерные модели, как показано в [45].

В общем, очень сложно уловить все аспекты, связанные с переходными условиями эксплуатации, с помощью использования пакета CFD. Что касается вихревых структур в отсасывающей трубе, то возникновением кавитации нельзя пренебречь [44]. Таким образом, расчёты по пакету CFD должны выполняться с учетом модели двухфазной жидкости. Такое математическое моделирование по-прежнему занимает весьма много времени вычислительного процесса. В результате эти методы в настоящее время редко используются на практике в процессе проектирования.

Ранее уже проводилось несколько исследований обратимых насос-турбин для повышения производительности и понимания механизма потока жидкости внутри агрегата экспериментальными методами и методами численного моделирования [46-50]. Т. Murakami и Т. Kanemoto [51] исследовали тандемные рабочие колеса обратимого насосного агрегата, работающего в турбинном режиме. Кроме того, они определили гидравлический КПД и условия внутреннего потока жидкости в установке с помощью натурального эксперимента и математического моделирования. В результате получено максимальное значение гидравлического КПД в турбинном режиме, который соответствует КПД одному из агрегатов, спроектированных исключительно для турбинного режима. Т. Kanemoto и S. Oba [52] изобрели уникальные рабочие колеса с двойным вращением, соединенные с рабочим колесом встречного вращения, чтобы подавить нестабильную работу и кавитацию во всей рабочей области. L. Сао и др. [53] с помощью натурального эксперимента и численного моделирования изучали применение роторов встречного вращения для уменьшения скорости вращения и размера насоса при тех же технических характеристиках, что и обычный осевой насос. Аналогичным образом было проведено исследование нескольких конструкций насосно-турбинного агрегата встречного вращения с целью определения в них характеристик внутреннего потока и гидродинамических характеристик.

Оптимизация конструктивных параметров, основанная на геометрической параметризации формы лопатки, использовалась в конструкции турбомашинного оборудования. Эта оптимизация проводилась путем объединения метода оптимизации и генераторов выбора конструктивных параметров лопаток на основе САПР и CFD-моделирования [54]. Однако этот метод весьма затратный в вычислительном отношении для многокритериальных и многопараметрических задач, таких как проектирование насос-турбины [55], которые требуют при математическом моделировании проведения расчётов очень большого числа вариантов конструкций лопаток гидромашины. Это определено большим количеством геометрических параметров, необходимых для точного представления геометрии лопасти. Кроме того, не существует прямой зависимости между геометрическими параметрами конструкции и гидродинамическими характеристиками, что требует значительного увеличения расчётных вариантов.

Заключение

В работе представлен обзор исследований по методам проектирования обратимых гидромашин насос-турбина, оптимизации их проточной части. Отдельное внимание было выделено публикациям по исследованию работы гидромашины в насосном и турбинном режимах.

Исследование публикаций показало, что за рубежом проводятся активные исследования по проектированию и созданию ГАЭС с гидромашинами, имеющими оптимальные характеристики. При проектировании таких гидромашин используются различные системы математического моделирования. Как показывает международный опыт, в ведущих странах проводятся активные исследования различных гидромашин, и в частности гидромашин насос-турбина, с использованием средств вычислительной гидродинамики. В качестве основной цели таких исследований называют повышение эффективности насос-турбинного агрегата одновременно в насосном и турбинном режимах. Реализация указанной цели приводит к необходимости подробного исследования в проектируемых машинах нестационарных процессов. При этом предполагается, что разработка гидравлических насосов-турбин - это многокритериальная оптимизационная задача, при решении которой следует учитывать динамическое поведение всей системы и гидравлические характеристики каждого элемента системы.

Библиографический список

1. Sivakumar N., Das D. and Padhy N.P. Economic analysis of Indian pumped storage schemes // *Energy Conversion and Management*, vol. 88, pp. 168-176, 2011.
2. Беспалько С.А., Йовченко А.В. Техническая термодинамика. Практикум. Методические указания к практическим работам. Черкассы: ЧДТУ, 2009. 53 с.
3. Зысин Л.В., Сергеев В.В. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Часть 1. Возобновляемые источники энергии: учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2008. 133 с.
4. Siervo F. Modern trends in selecting and designing reversible Francis pump-turbine / F. Siervo, A. Lugaresi // *Water Power & Dam Construction*. – 1980. – P. 33–42.
5. Дедков В.Н. Создание номенклатурного ряда обратимых радиально-осевых гидромашин // *Проблемы машиностроения*. – 2002. – Т. 5, № 1. – С. 16–19.
6. Алексапольский Д.Я. К вопросу выбора режима работы насос-турбин при $n=\text{const}$ для определения её основных параметров // *Гидравлические машины*. – 1973. – Вып. 12. – С. 48–55.
7. Силовые машины. Проектирование и исследование гидротурбин. [Электронный ресурс]. URL: <http://power-m.ru/customers/hydropower/turbines/> (дата обращения: 22.09.2019).
8. СО 153-34.20.161-2003 Рекомендации по проектированию технологической части гидроэлектростанций и гидроаккумулирующих электростанций. М.: Изд-во НЦЭНАС, 2004. 104 с.
9. Mei Z.Y. Power Generation Technology of Pumped Storage Power Station China Machine (Beijing: China Machine Press) 2000. P. 47 (In Chinese)
10. Liu L., Zhu B., Li B., Liu X. and Zhao Y. Parametric Design of an Ultrahigh-Head Pump-Turbine Runner Based on Multi-objective Optimization Energies 10 (1169). 2017. Pp. 1-16.
11. Chen C., Zhu B., Singh P.M. and Choi Y.D. Design of a pump-turbine based on the 3D inverse design method // *KSFJ. Fluid* 2015. 18. pp 5–10.
12. Japan International Cooperation Agency: Tokyo Electric Power Services Co., Ltd.: Nippon Koei Co., Ltd. Study on rural energy supply with utilization of renewable energy in rural areas in the Republic of Indonesia.
13. IEC60193 1999 Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines—Model Acceptance Tests Second edition 11-1999.
14. Frigne P. and Van den Braembussche R. Distinction between different types of impeller and diffuser rotating stall in a centrifugal compressor with vaneless diffuser // *Trans. of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1984. 106(2):468-474.
15. Haupt U., Seidel U., Abdel-Hamid A. and Rautenberg M. Unsteady flow in a centrifugal compressor with different types of vanes diffuser // *Trans of ASME Journal of Turbomachinery*, 1988. 110(3): 293-302.
16. McDoughal N.M., Compsty N.A. and Hynes T. P. Stall inception in axial compressors // *Trans of ASME Journal of Turbomachinery*, 1990, 112(1):116-123.

17. Kline S.J. On the nature of stall. Stanford University, Dept. of Mechanical Engineering, 1958.
18. Arndt N., Acosta A.J., Brennen C.E. and Caughey T.K. Rotor-stator interaction in a diffuser pump // *Trans of ASME Journal of Turbomachinery*, 1989. 111(3): 213-221.
19. Arndt N., Acosta A. J., Brennen C. E. and Caughey T. K. Experimental investigation of rotor-stator interaction in a centrifugal pump with several vaned diffuser // *Trans of ASME Journal of Turbomachinery*, 1990, 112(1): 98-108.
20. Sano T., Nakamura Y., Yoshida Y. and Tsujimoto Y.,. Alternate blade stall and rotating stall in a vaned diffuser // *JSME International Journal Series B*, 2002. 45(4): 810-819.
21. Sano T., Yoshida Y., Tsujimoto Y., Nakamura Y. and Matsushima T. Numerical study of rotating stall in a pump vaned diffuser // *Trans of ASME Journal of Fluids Engineering*, 2002. 124(2): 363-370.
22. Braun O., Part load flow in radial centrifugal pumps. PhD Thesis, EPFL, Lausanne, 2009.
23. Pacot O. Large scale computation of the rotating stall in a pump-turbine using an overset finite element large eddy simulation numerical code. PhD Thesis, EPFL, Lausanne, 2014.
24. Zuo Z.G., Liu S.H., Sun Y.K. and Wu Y.L. Pressure fluctuations in the vaneless space of highhead pump-turbines — A review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2015, 41. pp. 965–974.
25. Wang H.M. Numerical simulation and experimental research on hump district of Francis pump turbine. Master thesis Huazhong University of Science and Technology, 2009, Wuhan, China.
26. Yang J., Pavesi G., Yuan S., Cavazzini G. and Ardizzon G. Experimental Characterization of a Pump–Turbine in Pump Mode at Hump Instability Region // *Journal of Fluids Engineering*. 2015. 137 pp. 051109 1-11.
27. Ran H.J., Luo X.W., Zhu L. and Xu H.Y. Experimental study of the pressure fluctuations in a pump turbine at large partial flow conditions // *Chin. J. Mech. Eng.* 2012. pp. 251–255.
28. Wang Z.W. and Zhou L.J. Rotor stator interaction induced unsteady flow simulation *J Tsinghua Univ (Sci Tech)*, 2001, 41 pp. 74–77.
29. Zobeiri A., Kueny J., Avellan F. Pump-turbine rotor–stator interactions ingenerating mode: pressure fluctuation in distributor channel. 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and System (Yokohama, Japan). 2006.
30. Backman A.G. CFD validation of pressure fluctuations in a pump turbine. Master thesis, Lulea University of Technology, Sweden. 2008.
31. Widmer C., Staubli T., Ledergerber N. Unstable characteristics and rotating stall in turbine brake operation of pump-turbines // *J. Fluids Eng.* 2001. 133 pp. 041101-9.
32. Yin J.L., Liu J.T. and Wang L.Q. Prediction of pressure fluctuations of pump turbine under off design condition in pump mode // *J. Eng. Thermophys*, 2011, 32(7) pp. 1141–1144.

33. Optimization of performances of a pump turbine in pump mode. China Institute of Water Resources and Hydropower Research, Beijing 100038, China.
34. Xue P., Liu Z.P., Lu L., Tian Y.J., Wang X., Chen R., Ciaran G.D., Teller O. and Czerwinski F., 2012. "Variable speed pump-turbines technology". University "Politehnica" of Bucharest Scientific Bulletin, Series D: Mechanical engineering, 74(1): 33-42.
35. Anagnostopoulos J.S. and Papantonis D.E. Pumping station design for a pumped-storage wind-hydro power plant // *Energy Conversion and Management*, vol. 48, pp. 3009-3017, 2007.
36. Wang F. and Jiang J. A novel static frequency converter based on multilevel cascaded H-bridge used for the startup of synchronous motor in pumped-storage power station // *Energy Conversion and Management*, vol. 52, pp. 2085-2091, 2011.
37. Sivakumar N., Das D. and Padhy N.P. Variable speed operation of reversible pump-turbines at Kadamparai pumped storage plant - A case study // *Energy Conversion and Management*, vol. 78, pp. 96-104, 2014.
38. Sallaberger M., Bachmann P., Michaud Ch., Sick M., Dörfler P. Modern hydraulic design of large pump-turbines // *Hydropower & Dams*, 2003, Issue 5.
39. Eisele K., Muggli F., Zhang Z., Casey M., Sallaberger M. and Sebestyén A., Experimental and Numerical Studies of Flow Instabilities in Pump-Turbine Stages, 18th IAHR Symp. on Hydr. Machinery and Systems, Valencia, Spain. 1998.
40. Giese M., Jung A. and Hassler P. PSP Limberg II – Optimized design for a wide head range application / *HYDRO*, Ljubljana, Slovenia. 2008.
41. Spidla J. and Motycak L. Cavitation characteristics of a high-head pump-turbine / *HYDRO*, Ljubljana, Slovenia. 2008.
42. Liang Q., Keller M. and Sick M. Rotor-stator interaction during no load operation of pump-turbines / *HYDRO*, Lyon , France. 2009.
43. Staubli Th., Senn Fl., Sallaberger M. Instability of pump-turbines during start-up in the turbine mode / *HYDRO*, Ljubljana, Slovenia. 2008.
44. Stein P., Sick M., Doerfler P., White P. and Braune A. Numerical simulation of the cavitating draft tube vortex in a Francis turbine / 15th IAHR Symp. on Hydr. Machinery and Systems, Yokohama, Japan. 2006.
45. Doerfler P. Evaluating 1D models for vortex-induced pulsation in Francis turbines / 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, Czech Republic, 2009.
46. Kanemoto T., Kasahara R., Honda H., Miyaji T., and Kim J.-H. Counter-rotating type pump-turbine unit stabilizing momentarily fluctuating power from renewable energy resources /in *Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE 2013, SanDiego, Calif, USA, November 2013*.
47. Kim J.-H., Kasahara R., Kanemoto T. et al. Multiobjective optimization of a counterrotating type pump-turbine unit operated at turbinemode // *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 2014, Article ID 467235, 2014.

48. Kanemoto T., Kimura S., Ohba S., and Satoh M. Smart control of axial flow pump performances by means of counter-rotating type (1st report, counter-rotating type and performances) // *NihonKikai Gakkai Ronbunshu, BHen / Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part B*, vol. 66, no. 651, pp. 2927–2933, 2000.
49. Momosaki S., Usami S., Watanabe S., and Furukawa A. Numerical simulation of internal flow in a contra-rotating axial flow pump // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, vol. 12, p. 012046, 2010.
50. Kasahara R., Takano G., Murakami T., Kanemoto T., and Komaki K. Counter-Rotating Type Axial Flow Pump Unit // *IOP Conference Series, Earth and Environmental Science*, vol. 15, 042026 pages, 2012.
51. Murakami T. and Kanemoto T. Counter-rotating type pump-turbine unit cooperating with wind power unit // *Journal of Thermal Science*, vol. 22, no. 1, pp. 7–12, 2013.
52. Kanemoto T. and Oba S. Proposition of Unique Pumping System with Counter-Rotating Mechanism // *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 10, no. 4, pp. 233–240, 2004.
53. Cao L., Watanabe S., Momosaki S., Imanishi T., and Furukawa A. Low speed design of rear rotor in contra-rotating axial flow pump // *The International Journal of Fluid Machinery and Systems*, vol. 6, no. 2, pp. 105–112, 2013.
54. Goto A., Nohmi M., Sakurai T., and Sogawa Y. Hydrodynamic Design System for Pumps Based on 3D CAD, CFD, and Inverse Design Method // *ASME J. Fluids Eng.*, 2002, 124(2), pp. 329–335.
55. Kerschberger P., and Gehrler A., Hydraulic Development of High Specific-Speed Pump–Turbines by Means of an Inverse Design Method, Numerical Flow-Simulation (CFD) and Model Testing // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, IOP, Bristol, UK, 2010, Vol. 12, p. 012039.

Оглавление

Введение	3
1. История развития.....	3
2. Преимущества и применение ГАЭС	3
3. Нестабильность характеристики насос-турбины в насосном режиме.....	7
4. Насос-турбина с частотным регулированием	10
5. Оптимизация обратимых машин	11
Заключение.....	17
Библиографический список.....	18