

Гидроакустическая теория и проблемы Нурекской ГЭС

Лобановский Ю. И.

«Гидроэнергетика Украины», N 4, 2014

Краткое содержание

В работе описаны новые способы оценки входных параметров для системы уравнений теории гидроакустической устойчивости. На основе этих уточненных представлений и данных о распределении по агрегатам Нурекской ГЭС числа шпилек с усталостными трещинами продемонстрированы результаты гидроакустических расчетов ее напорных систем, позволяющие объяснить все известные особенности эксплуатации этой станции. К ним относятся: невозможность ее работы при максимальном проектном напоре, наличие агрегатов с аномально большим числом замененных шпилек, порядок замены на агрегатах турбин на новые, причины как возникновения аварии лета 1983 года, так и ее ограниченности. Обосновывается возможность на Нурекской ГЭС после реконструкции агрегатов катастрофы сравнимой по масштабам с Саянской.

I. Введение

Ранее было доказано, что причиной катастрофы на Саяно-Шушенской ГЭС 17 августа 2009 года, а также еще более десятка других известных происшествий различного уровня на гидро- и гидроаккумулирующих электростанциях, расположенных почти на всех континентах Земли от Австралии до Канады и от Колымы до Чехии, оказывалось возбуждение автоколебаний потока воды в их напорных системах [1]. Это только третий тип механических автоколебаний, для которых была построена полноценная теория, их описывающая, а также предсказывающая возможность их появления. Первые два таких типа – флаттер (автоколебания элементов летательных аппаратов, а также сооружений типа ферм или пролетов мостов в потоке воздуха) и шимми (автоколебания поворотного колеса, обычно – носового колеса шасси самолета). Тем не менее, до сих пор раздаются голоса тех, кто по каким-либо причинам оказался неспособен, или не захотел принять эту теорию, названную гидроакустической.

История показывает, что и общепризнанная сейчас теория флаттера, в основном созданная усилиями немецкого ученого М. Раушера [2] и сотрудников ЦАГИ Е. Гроссмана, С. Кричевского и А. Борина [3, 4], также сначала встречала ожесточенное сопротивление. Непосредственный участник тех событий Я. М. Пархомовский писал: «Методы, позволяющие прогнозировать возникновение флаттера, сегодня кажутся естественными и даже элементарными ... (но они) отнюдь не выглядели таковыми в то время, когда они создавались. Были противники, доказывавшие, что путь, избранный в ЦАГИ, неверный и, более того, вредоносный, и отнюдь не ограничивались только научными дискуссиями. Сопротивление, как это ни странно, оказывали и практики-конструкторы. Слишком непривычными и противоестественными представлялись предлагаемые способы противодействия флаттеру. И, скажем прямо, слишком великим было убеждение, что «флаттер выдумали в ЦАГИ». Но жизнь доказала правоту ученых».

И Я. М. Пархомовский описывает следующий казус. «В полете самолета СБ – одного из лучших бомбардировщиков середины 30-х годов – на определенной скорости возникали интенсивные вибрации элеронов. Приходилось снижать скорость и садиться. Когда «домашние» средства были исчерпаны, обратились за помощью в ЦАГИ. Диагноз был поставлен без колебаний – флаттер элеронов. Причем из весьма редких случаев, когда он «добрый» и все может закончиться сравнительно благополучно. Ученые указали и средство противодействия – необходимо сбалансировать элерон – поставить на него такие грузы, чтобы центр тяжести узла находился на оси его вращения. Именно так следовало из расчетов, которые к тому времени в ЦАГИ уже научились делать. Более того, ученые предсказывали, что балансировка меньшим грузом не даст желаемого результата. Такое требование показалось конструкторам противоестественным и чрезмерным. И они решили сами исследовать. Сперва установили 20 % расчетной нагрузки. Эффекта не было. Затем последовало 50, 75 %... И только после установки расчетного груза вибрации прекратились» [5].

Как некоторую аналогию этой истории можно было считать ситуацию с двумя средневропейскими гидростанциями. «Гидроаккумулирующие станции Далечице и Жарновец начали свою работу в конце 70-х – начале 80-х годов, и сразу выяснилось, что ни та, ни другая ГАЭС не могут работать во всем проектном диапазоне напоров. С ростом напора на их гидроагрегатах росли и так очень сильные вибрации, что заставляло сотрудников этих станций преждевременно прекращать работу агрегатов в насосном режиме, значительно снижая по сравнению с проектными те запасы энергии, которые можно было бы

израсходовать при работе станций в турбинном режиме. Однако, контроль уровней вибрации и ограничение напоров позволили восточноевропейским гидроэнергетикам избежать аварий.

Только спустя 2 десятка лет, после замены агрегатов на новые, удалось серьезно улучшить положение. При этом на ГАЭС Далечице на новом агрегате была изменена частота вращения, так что собственная частота и частота прецессии вихря отдалились друг от друга, и какие-либо проблемы с вибрациями агрегата просто перестали существовать. На новых агрегатах ГАЭС Жарновец был увеличен коэффициент полезного действия, а частота их вращения и, соответственно, вихревая частота остались прежними. При этом, в согласии с теорией, немного изменилась собственная частота колебаний напорной системы этой станции, что несколько ослабило резонанс. Это позволило поднять максимальный рабочий напор на ГАЭС Жарновец, но до проектного уровня, в отличие от Далечице, добраться так и не удалось...» [6]. Так что это тоже, можно сказать, были «добрые» автоколебания.

Однако, представленные доказательства по причине фрагментарности данных об описанных событиях все же не дают их полной картины. Поэтому, когда относительно недавно стала доступной информация об особенностях эксплуатации Нурекской ГЭС, было принято решение снова вернуться к данной теме, так как эти данные позволяют проделать с теорией возбуждения автоколебаний напорных систем проверку, по существу аналогичную той, которая была проведена для теории флаттера, и даже в чем-то более тщательную и подробную. Та экспериментальная проверка на бомбардировщике СБ заставила конструкторов признать правильность теории флаттера. Если же результаты, представленные в данной работе, все же не убедят противников гидроакустической теории, то это будет означать, что им уже больше ничто помочь не сможет.

II. Особенности характеристик и нюансы эксплуатации Нурекской ГЭС

Нурекская ГЭС – станция с самой высокой в мире плотиной, была построена на реке Вахш в Таджикистане около четырех десятилетий назад. Эта гидроэлектростанция, являющаяся артефактом эпохи советской индустриализации, оказалась в новое время в бедной горной стране, расположенной на краю ойкумены. Конструктивные особенности станции вместе с этими обстоятельствами привели к таким условиям ее эксплуатации, что позволили провести длившийся в течение всех этих десятков лет совершенно уникальный эксперимент по проверке теории возбуждения автоколебаний напорных систем, возникшей только к самому концу завершения этого эксперимента. Таким образом, высоконапорная Нурекская ГЭС может сыграть для этой теории роль, аналогичную роли скоростного бомбардировщика СБ для теории флаттера.



Рис. 1. Нурекская ГЭС [7]

На Нурекской ГЭС имеется 9 гидроагрегатов, причем длины водоводов у всех них различны, что и привело к указанному эксперименту, так как этот параметр – один из важнейших и ключевых параметров, определяющих гидроакустические характеристики напорной системы. При этом, как выяснилось, все напорные системы станции в большей или меньшей степени балансируют на грани гидроакустической устойчивости, по крайней мере, на некоторых режимах работы. То есть станция представляет собой нечто вроде грандиозного органа, хотя число резонирующих труб в ней и гораздо меньше, чем в органах классического типа, так что, возможно, ее следовало бы назвать не органом, а очень большой и хитро устроенной волынкой, тем более, что и у гидроэлектростанции, и у волынки есть емкость для накопления и хранения рабочего тела.

Благодаря любезности топ-менеджмента компании «Барки Точик» – эксплуатанта Нурекской ГЭС, у автора данной работы уже достаточно давно имеются точные значения длин ее водоводов [8], см. первые 2 столбца таблицы 1, где N_a – номер агрегата. Также уже довольно давно стало известно, что на этой станции регулярно, два раза в год методом ультразвуковой дефектоскопии проводится контроль шпилек турбинных крышек на усталостную прочность, и шпильки с трещинами выбраковываются и заменяются на новые [9]. Это делается с 1983 года, то есть со времени инцидента с частичным отрывом турбинной крышки первого агрегата станции [10]. Аналогичная процедура регулярной проверки состояния шпилек на наличие трещин проводится, насколько известно автору, еще только в канадской компании Манитоба Хайдро с 1992 года, после аварии с отрывом турбинной крышки на ее средненапорной гидроэлектростанции Гранд Рэпидс [1]. Позднее в руки автора этой статьи попали итоговые результаты этой деятельности – число замененных шпилек за отчетный период с 1983 по 2012 год по каждому агрегату, см. последний столбец таблицы 1, в которой агрегаты расположены в порядке увеличения длин их напорных водоводов. Эти данные были представлены в докладе главного инженера Нурекской ГЭС Д. Салолова на седьмом Международном научно-практическом электроэнергетическом семинаре, проведенном на Саяно-Шушенской ГЭС [11]. В той же таблице приведены даты ввода гидроагрегатов в эксплуатацию [12] и даты их вывода из нее для замены гидротурбин на новые (на трех агрегатах). Даты вывода приближительны – они на 1 год меньше, чем известные даты ввода агрегатов в эксплуатацию с новыми турбинами [13 – 15].

Таблица 1 – Информация об агрегатах Нурекской ГЭС

n	N_a	Длина водовода (м)	Год пуска	Год вывода турбины из эксплуатации	Время наработки трещин (лет)	Замененные шпильки (1983 – 2012)
1	8	610	1979	2009	30	61
2	4	623	1976	–	36	15
3	5	630	1977	2012	35	13
4	9	632	1979	–	33	28
5	6	639	1977	–	35	76
6	7	642	1979	–	33	13
7	1	649	1972/1983	–	11/29	72/18
8	2	657	1972	–	40	18
9	3	666	1973	2008	35	16

В результате аварии, произошедшей 9 июля 1983 года, на первом агрегате произошел разрыв 50 шпилек турбинной крышки из 72, а 22 оставшиеся были повреждены, но, все-таки, они удержали крышку от полного отрыва. Имели ли хотя бы некоторые из них какие-либо усталостные повреждения, остается доселе неизвестным. Но за 29 лет после аварии 18 шпилек на этом агрегате пришлось заменить снова. При определении времени наработки усталостных трещин в шпильках на третьем и восьмом агрегатах было принято, что после замены их турбин на новые образование трещин прекратилось. Однако, как показали дальнейшие исследования, вполне возможно, что, по крайней мере, для восьмого агрегата это оказалось совсем не так, и указанное для него число замененных шпилек, возможно, относится к периоду времени длительностью в 33 года, что, впрочем, в данном случае не имеет принципиального значения.

При первичном анализе данных, представленных в таблице 1, в первую очередь следует отметить, что усталостные трещины были выявлены в шпильках всех гидроагрегатов Нурекской станции. Нельзя сказать, что это – обычная ситуация. Из всех российских гидроэлектростанций регулярный ультразвуковой контроль состояния шпилек проводился только на Зеленчукской, первый агрегат которой был введен в строй в 1999 году [16] и «на которую приехало работать много специалистов из Таджикистана» [9]. А на высоконапорной Саяно-Шушенской ГЭС, второй агрегат которой 17 августа 2009 года совершил свой незабываемый полет после отрыва турбинной крышки, это не делалось ранее и, насколько известно, не делается и сейчас. Что, впрочем, вполне объяснимо – ни на одном из других агрегатов станции, кроме

второго, трещин в шпильках после катастрофы обнаружено не было [9]. И, насколько известно автору, нигде более на российских гидроэлектростанциях в процессе эксплуатации трещины в шпильках также не были выявлены.

Так что, если исключить катастрофические и аварийные инциденты, описанные в статье [1], некоторое количество шпилек с усталостными трещинами было обнаружено только лишь еще на двух станциях Средней Азии – Байпазинской (10 штук) [17] и Уч-Курганской (26 штук) [18]. Но те 36 замененных на них шпилек не идут ни в какое сравнение с 330 забракованными шпильками у девяти гидроагрегатов Нурекской ГЭС. Так что статистические данные, собранные в течение 40 лет и представленные в последнем столбце таблицы 1, являются совершенно уникальными. При этом гидроакустические характеристики агрегатов не слишком значительно, но непрерывно изменяются по мере изменения длин их водоводов, что и позволяет провести содержательный сравнительный анализ этих характеристик, даже не имея точных значений некоторых параметров, критически для него важных.

Сразу можно отметить, что по числу замененных шпилек явно выделяются 3 агрегата: восьмой, шестой и первый – тот самый, с которым в 1983 году случилась авария. Однако, после нее первый агрегат оказался одной из 6 машин с практически равным количеством поврежденных шпилек. Девятый гидроагрегат несколько выбивается из этого ряда, но как по числу поврежденных шпилек, так и по гидроакустическим характеристикам он занимает промежуточное положение между пятым (со средним «стандартным» числом поврежденных шпилек) и шестым гидроагрегатами (с аномально большим числом поврежденных шпилек). Поэтому, если будет объяснено различие между этими двумя машинами, станут понятны и характеристики девятого гидроагрегата. И только теория гидроакустического возбуждения напорных систем может ответить, почему имеется именно такое, на первый взгляд, совершенно необъяснимое с точки зрения обыденного здравого смысла распределение поврежденных и замененных шпилек турбинных крышек.

Не менее интересными и парадоксальными для стороннего наблюдателя должны показаться и замены гидротурбин. Первой была заменена турбина хоть и на одном из самых старых, но по числу поврежденных шпилек как будто бы на одном из самых спокойных гидроагрегатов – третьем. Видимо, тут не следует заинтриговывать читателя, и нужно сразу сказать, что напрямую эта замена не имеет отношения к гидроакустической устойчивости. В первые два десятилетия эксплуатации третий гидроагрегат не доставлял его эксплуатантам никаких серьезных проблем (и как показывают представленные далее расчеты, из-за самого длинного водовода он оказался самым устойчивым агрегатом из всех с гидроакустической точки зрения). Однако, некачественный ремонт, проведенный для устранения кавитационных повреждений и трещин на турбине, привел к искажению профилей ее лопастей [19]. Упал коэффициент полезного действия, возникли повышенные вибрации колеса, что привело сначала к деформации лабиринтного уплотнения и, вследствие этого, к новому увеличению вибраций. А затем это уплотнение было разрушено [19], что и потребовало замены турбины этого агрегата в первую очередь.

А вот почему вслед за сильно поврежденной в процессе эксплуатации третьей машиной из двух аномальных агрегатов – шестого (среднего по возрасту и с наибольшим количеством поврежденных шпилек) и восьмого (одного из самых новых, и с меньшим их числом) для срочной замены турбины был выбран именно восьмой, прослуживший всего 30 лет – на этот вопрос отвечает теория гидроакустического возбуждения. При этом у шестого гидроагрегата турбина не заменена до сих пор – и это должно означать, что к концу 37-летней службы он «исправился» и работает сейчас уже не так плохо, как в ее начале. Не заменена также турбина и у самого старого (42 года эксплуатации в текущем году) и побывавшего в тяжелой аварии первого гидроагрегата. И все это, как ни странно на первый взгляд, также следует и из теории гидроакустической устойчивости.

Есть еще один вопрос, имеющий прямое отношение к проблеме гидроакустической устойчивости напорных систем. Максимальный проектный напор на турбинах Нурекской ГЭС составлял 275 м, что являлось вполне разумной величиной при высоте плотины 304 м [20, 21], однако реальные границы рабочего напора находятся в пределах 207 – 260 м [22, 23]. И ответ на вопрос: «Почему так происходит?» – есть только у этой теории.

III. Краткий экскурс в теорию возбуждения автоколебаний напорных систем

Качественное описание гидроакустической теории возбуждения напорных систем читатель может найти в статье [1]. Количественно устойчивость такой системы описывается индексом гидроакустической устойчивости σ . Для понимания дальнейшего будет достаточно кратко описать основные положения теории возбуждения автоколебаний напорных систем. Как известно, существуют области на рабочих характеристиках лопаточных агрегатов (насосов, компрессоров и турбин), где возможны проявления неустойчивости. Для турбин таких областей две, они обозначены на рис. 2 символами А и А', где q –

отношение расхода рабочего тела (воды) через турбину к его расходу на номинальном (рабочем) режиме, а $\Delta p/p$ – отношение изменения полного давления потока на турбине к его исходной величине. Граница между областями В и А' – это зона рабочего режима гидроагрегата, когда он действует с максимальной эффективностью. Область А и левая часть области В – зоны переходного режима, которые гидроагрегат проходит при уходе с рабочей точки во время снижения мощности и при остановке или запуске, то, что гидроэнергетики называют зоной не рекомендованной эксплуатации. Область А' – это зона, в которой мощность гидроагрегата превышает рабочую [24].

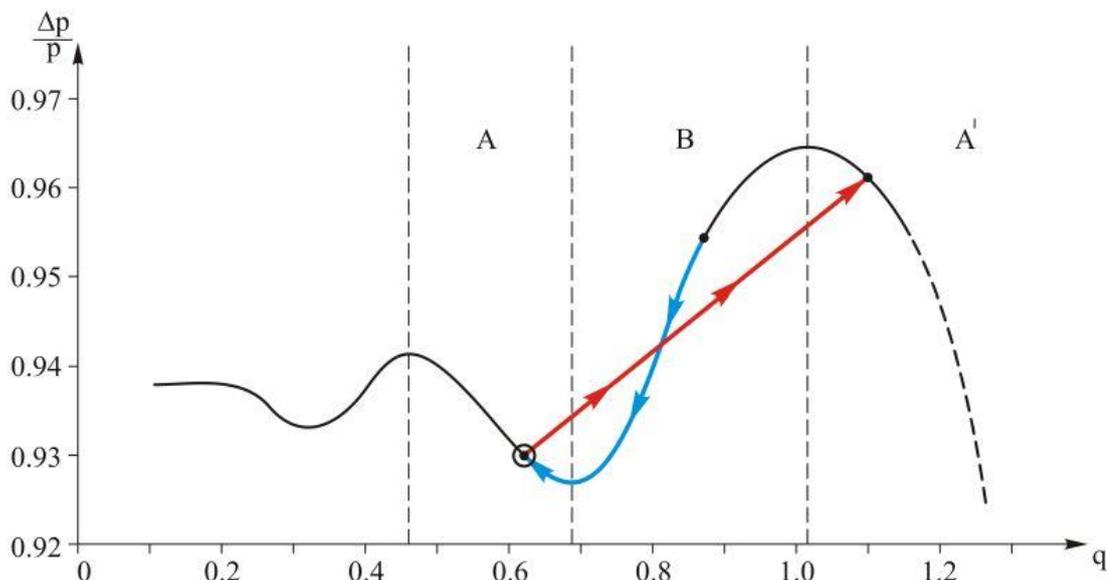


Рис. 2. Изменение полного давления от расхода

На рис. 2 показана осредненная и выглаженная сплайнами зависимость $\Delta p/p = f(q)$, построенная по данным измерений этих параметров на нескольких гидроагрегатах Саяно-Шушенской ГЭС [25, 26]. Изменение полного давления потока – это изменение удельной (на единицу объема) энергии потока. Поэтому в рабочей точке

$$\frac{\Delta p}{p} = \eta_t = \eta - \Delta\eta, \quad (1)$$

где η_t – так называемый нетто-коэффициент полезного действия турбины, то есть ее коэффициент, рассчитанный по реальному напору на ней за вычетом гидравлических потерь энергии потока в водоводе $\Delta\eta$, а η – брутто-коэффициент полезного действия турбины, вычисляемый по номинальному напору (см. работу [27], являющуюся развернутым вариантом статьи [28], опубликованной три с половиной года назад в журнале «Гидротехническое строительство»):

$$\eta = \frac{W}{\rho Q g h \eta_e}, \quad (2)$$

где W – мощность гидроагрегата, ρ – плотность воды, Q – объемный расход потока, проходящего через агрегат, g – ускорение силы тяжести, h – напор, η_e – коэффициент полезного действия электрогенератора, для мощных машин очень близкий к 1 и равный, примерно 0.98 – 0.985.

Идеальным решением при определении гидроакустической устойчивости агрегата было бы проведение натурных экспериментальных исследований по определению зависимости $\Delta p/p = f(q)$ конкретно для этого агрегата, а также частот прецессии затурбинного вихря в областях А и В (в области А' частота та же самая, что и в области В). Но, так как такие данные для Нурекской ГЭС сейчас отсутствуют, при расчетах, результаты которых представлены далее, используется стандартная зависимость $\Delta p/p = f(q)$, сдвинутая по оси ординат на величину отличия брутто-коэффициента полезного действия турбины η от старой Саянской (до катастрофы), а также на величину отличия гидравлических потерь $\Delta\eta$ в водоводах рассматриваемой гидроэлектростанции от соответствующей величины для СШ ГЭС (см. [27]). Подобная методика расчета следует из очевидных физических соображений и формул (1 – 2).

При расчете критерия устойчивости решается нелинейная система уравнений с двумя определяющими безразмерными параметрами k и χ (см. [24]), где

$$\kappa = 1 - \frac{\Delta p}{p},$$

а χ определяется в процессе расчета. Его величина должна быть такой, чтобы получилась та же величина коэффициента затухания звуковых колебаний в водоводе δ , что вычисляется через технические характеристики напорной системы [24]. После того как процесс последовательных приближений сошелся, определяется индекс гидроакустической устойчивости данной напорной системы σ .

Для этого необходимо знать еще только частоту возмущающих воздействий. Для радиально-осевых турбин, используемых на Нурекской ГЭС, таковой является вихревая частота ν_v , то есть частота прецессии затурбинного вихря. Для геометрически подобных турбин, как показано в работе [24], вихревая частота в первом приближении быть пропорциональна частоте вращения ротора ν_r :

$$\nu_v \approx \frac{\nu_v^* \nu_r}{\nu_r^*}, \quad (3)$$

где индекс $*$ относится к известным из эксперимента характерным значениям этих параметров на достаточно близкой турбине того же типа.

Индекс гидроакустической устойчивости вычисляется по следующей формуле [24, 29]:

$$\sigma = \frac{2zk_r m \theta}{5} \cdot \frac{|m\nu_p - \nu_e|}{\nu_e}, \quad (4)$$

где z – зональный коэффициент, k_r – коэффициент состояния гидроагрегата, m – кратность возбуждения, θ – добротность напорной системы в точке экстремума зависимости $\Delta p/p = f(q)$ (величина, однозначно вычисляемая через коэффициент затухания δ и частоту ν_e), ν_p – частота возбуждения. Зональный коэффициент $z = 1$ при расчете гидроакустической устойчивости в областях А' и В, и $z = 2$ в области А. Коэффициент состояния агрегата нормально работающего в своей расчетной области $k_r = 1$, если же агрегат вынужден работать за ее пределами, или он по какой-то причине обладает повышенным уровнем пульсаций давления в потоке, проходящем через него, $k_r < 1$. При резонансе, который является источником неустойчивости агрегатов Нурекской ГЭС, кратность возбуждения $m = 1$. В случае радиально-осевых гидроагрегатов частота возбуждения равна вихревой частоте – $\nu_p = \nu_v$.

Ранее, на основе сравнения результатов расчетов с данными по наличию и отсутствию инцидентов на двух с лишним десятках гидро- и гидроаккумулирующих станций было получено его критическое значение $\sigma^* = 0.9 \pm 0.3$. «Это означает, что по имеющимся сейчас данным, при $\sigma > 1.2$ проблем с неустойчивостью напорной системы нет, с гидроагрегатом ничего не произойдет. При $\sigma < 1.2$ хотя бы на одной из возможных комбинаций частот, надо внимательно разбираться с устойчивостью, а при $\sigma < 0.6$ следует ожидать очень больших неприятностей» (см. [1]).

Сейчас можно проверить и уточнить критические значения индекса гидроакустической устойчивости σ^* по результатам сорокалетней эксплуатации Нурекской ГЭС. Однако при этом расчете, точность которого превышает то, что было достигнуто ранее, следует уточнить и методы, описанные в работе [24]. Это стало возможным благодаря информации, полученной из разнообразных источников за годы, прошедшие с момента написания той статьи.

IV. Учет трехмерности напорных систем

Система уравнений, описывающая стоячие волны в напорной системе, то есть собственные колебания текущего через нее потока воды, является нестационарной и одномерной. В ней пренебрегается поперечными размерами турбины и водоводов по сравнению с их длиной. Первоначально считалось, что такая модель вполне удовлетворительно описывает реальность. Однако, после получения точных частотных характеристик катастрофического процесса на Саяно-Шушенской ГЭС возникла потребность учесть, хотя бы в первом приближении, реальную геометрию напорной системы. Кроме того, рассмотрение всех инцидентов с отрывами турбинных крышек, привело к оценкам гидроакустических характеристик станций, водоводы которых гораздо короче, чем, скажем, у Саяно-Шушенской или Нурекской ГЭС. К таким станциям, например, относится канадская средненапорная ГЭС Гранд Рэпидс с

поворотно-лопастными турбинами, на которой также произошел отрыв турбинной крышки [1]. А в таком случае влияние реальной геометрии водовода на частотные характеристики напорной системы возрастает.

Поэтому было введено понятие «акустической длины напорной системы», то есть длины ее одномерной модели, которая приводит к таким же собственным частотам, как и реальная трехмерная напорная система. Из физических соображений оказалось совсем нетрудно ввести такие поправки на ее длину. Так как колебания реализуются не только в самом напорном водоводе, но и в канале («улитке») направляющего аппарата вокруг турбины совсем не нулевого диаметра как в одномерной модели, следует несколько увеличить акустическую длину водовода на начальный участок этого канала. Его форма близка к конусу, изогнутому вокруг турбины. А так как при расчете дополнительной длины водовода следует добавить к нему продолжение такой же формы, как и он сам, следует заменить этот конус цилиндром. При этом естественно принять равными объемы конуса и цилиндрического продолжения водовода, для чего длину канала направляющего аппарата нужно поделить на 3.

Длина этого конического канала оценивается по формуле

$$\Delta L = \pi \left(D_t + \frac{D}{4} \right), \quad (5)$$

где D_t – диаметр турбины, а D – диаметр напорного водовода. Так как диаметры водоводов по статистике обычно находятся в диапазоне 0.9 – 1.4 от диаметра турбин, то в первом приближении формула (5) может быть заменена формулой

$$\Delta L \approx \frac{5\pi D_t}{4},$$

а величина поправки на длину водовода со стороны турбины тогда оценивается как

$$\Delta L_1 \approx \frac{1}{3} \cdot \frac{5\pi D_t}{4} \approx \frac{5D_t}{4} \quad (6)$$

Увеличение акустической длины напорного водовода по сравнению с его номинальной геометрической длиной со стороны входа в связи с особенностями излучения из открытого отверстия, и, как следует из построений, описанных в статье [24], равно

$$\Delta L_2 = \frac{2D}{5} \quad (7)$$

Так как излучением в открытое отверстие отсасывающей трубы в расчетной модели пренебрегается [24], соответствующая поправка там отсутствует. Увеличение же длины отсасывающей трубы за счет открытого участка канала турбинной шахты в той ее зоне, где элементы турбины занимают сравнительно малую долю этого канала, было оценено следующим образом:

$$\Delta L_3 \approx \frac{D_t}{4} \quad (8)$$

Таким образом, акустическая длина напорного водовода по оценкам больше его геометрической длины на сумму $\Delta L_1 + \Delta L_2$, а акустическая длина отсасывающей трубы – на ΔL_3 . Для Саяно-Шушенской ГЭС первая поправка равна 11.5 м при геометрической длине водовода 241 м, а вторая – 1.7 м при геометрической длине отсасывающей трубы 28 м. Далее были проведены многочисленные расчеты собственных частот напорной системы СШ ГЭС, в которых поправки на акустическую длину варьировались около описанных выше величин. И именно при длинах напорного водовода и отсасывающей трубы, вычисляемых по формулам (6 – 8) в расчетах получилось практически полное совпадение расчетных собственных частот в обеих областях В и А' с теми, что были зафиксированы на частотных спектрах сейсмограмм (см. [30]).

При описанном выше способе расчета акустической длины напорной системы было получено также согласование индекса гидроакустической устойчивости с явлениями, наблюдавшимися при аварии на ГЭС Гранд Рэпидс (см. [1]), где влияние этих поправок на акустические характеристики напорной системы было максимальным вследствие относительно малой длины напорного водовода – 69 м и его большого диаметра – 8.9 м [31].

Очевидно, что введение рассмотренных выше поправок к длине водовода приводит к некоторому снижению собственной частоты колебаний напорной системы.

V. Учет деградации турбин гидроагрегатов

За прошедшее время был осознан еще один аспект, связанный с расчетом гидроакустических характеристик напорных систем. Известно, что за время эксплуатации происходит деградация турбин гидроагрегатов, приводящая к ухудшению их характеристик. В основном это связано с изъязвлением поверхности лопастей турбин вследствие кавитации и абразивным износом, если вода в водоводах имеет большое количество минеральных примесей. При этом постепенно снижается эффективность (коэффициент полезного действия) турбин. В книге [32] приводится пример абразивного износа радиально-осевой турбины, который привел к снижению ее эффективности на 12 % за 2 года, то есть темп снижения коэффициента полезного действия составляла $6 \cdot 10^{-2}$ (лет⁻¹)!

Однако, на крупных высоконапорных ГЭС, которые наиболее уязвимы с гидроакустической точки зрения, в водохранилищах происходит достаточно эффективная сепарация минеральных примесей. Поэтому вода на их турбинах сравнительно чистая, даже если поток в верховьях реки сильно загрязнен. Правда, при этом происходит заиливание водохранилища. Например, Нурекская ГЭС потеряет возможность годового регулирования стока из-за заиливания водохранилища через 15 – 20 лет, если выше нее не будет построена Рогунская ГЭС [33]. Поэтому можно полагать, что абразивный износ турбин Нурекской ГЭС приблизительно такой, как и у турбин Саяно-Шушенской и Братской гидроэлектростанций, и в несколько десятков раз более низкий, чем тот, что приведен в источнике [32].

Но так как коэффициент k в уравнениях, определяющих гидроакустические характеристики напорной системы, однозначно связан с эффективностью турбины, с течением времени меняется не только эффективность турбины, но и собственные частоты ее напорной системы. К счастью, в известной книге [34] были приведены достаточно подробные данные по эффективности некоторых гидроагрегатов Саяно-Шушенской ГЭС, полученные при натурных испытаниях 1988 года. Кроме того, в течение первого времени после Саянской катастрофы компания «РусГидро» была вынуждена допускать беспрецедентную открытость во многом из того, что было связано с Саяно-Шушенской ГЭС. Поэтому публиковались ежедневные (!) сводки об уровнях верхнего и нижнего бьефов, мощности работающих агрегатов и расходах воды (см, например, [35]). При этом работающих агрегатов было немного (сначала только один), и все они действовали в базовом, то есть в неизменном в течение суток, режиме.

Поэтому по формуле (2) было нетрудно вычислить эффективность агрегатов на рабочем режиме по суточным данным, и при наличии сотен полученных точек исключить случайные погрешности и сравнить эффективность турбин и коэффициент k напорных систем июня 1988 и марта 2010 годов, то есть, с учетом примерно полугодичного простоя после катастрофы, за 21.25 года. При этом эффективность турбин упала на 0.017, и величина коэффициента k соответственно возросла с 0.035 до 0.052, то есть средний темп роста этого коэффициента составил $8 \cdot 10^{-4} = 1/1250$ (лет⁻¹). Из сопоставления информации, представленной в источниках [19, 36, 37], при пересчете данных по формуле (2), было получено также, что за 50 лет эффективность турбин Братской ГЭС упала не менее чем на 0.040, то есть средний темп изменения рассматриваемых параметров был там таким же.

Подобные изменения обычно описываются экспоненциальной зависимостью. Однако, в рассматриваемом диапазоне параметров различия между экспоненциальной и линейной зависимостями практически отсутствуют:

$$\Delta k = k_0 - \exp\left(-\frac{t}{1250}\right) \approx k_0 + \frac{t}{1250}, \quad (9)$$

где k_0 – значение коэффициента k в момент начала эксплуатации, t – время эксплуатации агрегата в годах. При $t \leq 50$ лет результаты экспоненциальной и линейной аппроксимаций отличаются менее чем на 2 %. Поэтому зависимость (9) в линейном виде стала использоваться при расчетах гидроакустических характеристик напорных систем, если отсутствует явная информация о скорости деградации гидротурбин, в них используемых.

При увеличении коэффициента k собственная частота колебаний напорной системы растет, и этот эффект до некоторой степени компенсирует эффект, возникающий за счет увеличения акустической длины водоводов из-за трехмерности по сравнению с их номинальной геометрической длиной. Следует отметить, что упомянутые в предыдущем разделе расчеты собственных частот водоводов СШ ГЭС проводились с учетом обоих рассматриваемых здесь эффектов.

VI. Принципы анализа гидроакустической устойчивости напорных систем Нурекской ГЭС

Возникновение и развитие усталостных трещин в шпильках турбинной крышки возможно в том случае, когда гидродинамические силы на максимуме рассматриваемых в работе низкочастотных колебаний, действующие на крышку, преодолевают силу затяжки шпилек. Если этого не происходит, «крышка и шпильки работают как единое целое» вместе с опорным фланцем, и условий для возникновения усталостных трещин в шпильках при этом нет [18]. В противном случае, в моменты, когда крышка не прижата (или слабо прижата) к опорному фланцу, эти условия создаются, и усталостные трещины возникают, в основном, под воздействием высокочастотных вибраций (а в моменты «сброса» воздействия низкочастотных гидродинамических сил могут возникнуть и условия для самопроизвольного откручивания гаек со шпилек турбинной крышки). Именно поэтому данные о замене шпилек на Нурекской ГЭС из-за усталостных трещин используются для определения степени гидроакустической неустойчивости ее гидроагрегатов.

Перейдем теперь к анализу гидроакустической устойчивости напорных систем Нурекской ГЭС по этим данным. Из теории следует, что при нормальной работе гидроагрегатов минимальная устойчивость достигается при максимальном рабочем напоре. Поэтому в данной ситуации достаточно было рассмотреть только такой режим. На Нурекской ГЭС поправка на акустическую длину равна 8.3 м для напорных водоводов и 1.2 м для отсасывающих труб, геометрическая длина которых равна 34.5 м. Начальная величина коэффициента κ – доли остаточной энергии потока после турбины, рассчитанная через ее эффективность на номинальном рабочем режиме, с учетом того, что гидравлическое сопротивление водоводов станции на 0.007 больше, чем на СШ ГЭС, была определена следующим образом: $\kappa = 0.065$. Темп роста этого коэффициента вычислялся по формуле (9).

На станции имеется 9 напорных систем (см. таблицу 1), гидроакустическая устойчивость которых должна быть рассчитана в двух точках экстремумов на кривой $1 - \kappa = \Delta p/p = f(q)$, соответствующих номинальному рабочему и переходному режимам. Кроме того, очевидно, что следует провести расчеты в начале и в конце срока службы гидроагрегатов (или в 2012 году, если они продолжают действовать без замены рабочих колес), а также при двух максимальных напорах – проектном и реальном рабочем. На Нурекской ГЭС максимальный рабочий напор, как уже упоминалось в разделе II, составляет 260 м, а проектный – 275 м. Следовательно, получается 72 доступные для анализа расчетные точки. Кроме того, рассмотрение гидроакустической устойчивости на режиме работы станции, при котором произошла авария 1983 года, даст еще не менее 2 расчетных точек. Вдобавок, из замены турбины на одном, наиболее неустойчивом агрегате, также можно извлечь определенную информацию. Таким образом, мы получаем не менее 76 расчетных точек, значительная часть из которых позволяет повести сопоставление расчетных и натурных данных. В этой работе представлены данные по 32 таким точкам. Этого вполне достаточно, чтобы верифицировать теорию гидроакустического возбуждения напорных систем только по одному этому материалу, а также сделать достаточно уверенные выводы о проблемах Нурекской ГЭС, связанных с гидроакустической устойчивостью ее напорных систем.

Частота возмущения ν_r , которое может привести к возбуждению автоколебаний, является частотой прецессии затурбинного вихря ν_v , и в первом приближении вычисляется по формуле (3). В качестве базовых величин были взяты вихревые частоты с Саяно-Шушенской ГЭС: $\nu_v^* = 1.425 \pm 0.025$ Гц на рабочем режиме и $\nu_v^* = 0.45 \pm 0.05$ Гц на переходном режиме [24]. Тогда с учетом в 1.40 раза большей частоты вращения ротора нурекских машин, возмущающие частоты для геометрически подобной турбины должны лежать в полосах частот 1.96 – 2.03 Гц и 0.56 – 0.70 Гц соответственно. Однако, турбины этих двух станций рассчитаны на напоры, различающиеся на 20 %, и, поэтому, они не вполне геометрически подобны. И даже число лопастей турбин немного различно – 15 у старых турбин Нурекской ГЭС и 16 – у старых турбин СШ ГЭС. Поэтому зависимость (3) может быть только приближенной.

Кроме того, для столь тонкого анализа, который предполагалось провести, препятствием являлось то, что вихревая частота на переходном режиме, связанная с перестроениями течения от сплошного потока к затопленным струям и обратно (см. [1]), очень чувствительна к местным случайным особенностям геометрии турбины и направляющего аппарата, и варьируется в довольно широком диапазоне частот даже для однотипных агрегатов. Поэтому при отсутствии возможности экспериментально измерить эти частоты на конкретных агрегатах, остается единственная возможность для проведения анализа, описываемого в этой статье – варьировать частоты возмущений в допустимом диапазоне так, чтобы уровни индекса гидроакустической устойчивости соответствовали наблюдаемым в реальности явлениям. И если на всех режимах всех агрегатов во всех 32 рассмотренных точках будет установлено такое соответствие, это будет означать как правильность задания вихревых частот возмущения, так и адекватность гидроакустической теории устойчивости.

Ключевым для дальнейшего анализа является следующее утверждение: по данным предыдущих исследований при значении индекса устойчивости $\sigma < 1.2$ напорные системы гидроэлектростанций входят в зону гидроакустической неустойчивости, что выражается в значительных и растущих при снижении величины индекса σ уровнях низкочастотных пульсаций давления в водоводе и вибраций агрегатов [1]. В такой ситуации на Нурекской ГЭС в шпильках турбинных крышек возникают и растут усталостные трещины. Так как эти трещины возникали в шпильках всех агрегатов Нурекской ГЭС, это означает, что у всех напорных систем станции в какой-то период времени хотя бы на одном из режимов работы значения индекса устойчивости были близки к критическому значению: $\sigma^* = 1.20 \pm 0.05$. А у напорных систем шестого и восьмого агрегатов значения этого индекса должны были быть ниже, чем у остальных из-за того, что на этих агрегатах было заменено шпилек в несколько раз больше, чем на других.

Из таблицы 1 видно, что имеются 5 гидроагрегатов Нурекской ГЭС, доступных для такого анализа: один – первый, попавший в аварию, два – шестой и восьмой, отличающиеся тем, что число замененных шпилек во время эксплуатации без аварий у них намного больше, чем у других, а также три – третий, пятый и снова восьмой, – те, у которых в первоочередном порядке были заменены турбины. Оставшиеся четыре гидроагрегата включены в напорные системы, длины водоводов у которых имеют промежуточные значения между длинами напорных систем у этих пяти агрегатов, а число замененных у них шпилек сравнительно невелико. Следовательно, рассмотрение четырех оставшихся агрегатов не даст ничего качественно нового, и, поэтому в данной работе не проводится. В дальнейшем для краткости изложения вместо словосочетания «гидроакустическая устойчивость напорной системы такого-то агрегата» будет использоваться сокращение «устойчивость такого-то агрегата».

Из формулы (3) следует, что на переходном режиме возмущающая частота $\nu_p \approx 0.63$ Гц, а на рабочем – $\nu_p \approx 2.00$ Гц. Как показали расчеты, собственная частота напорных систем на первом режиме выше, чем возмущающая, а на втором – ниже. При увеличении длины напорных водоводов частота собственных колебаний уменьшается. Следовательно, при фиксированной частоте возмущений, чем длиннее водовод, тем неустойчивее должен быть агрегат на переходном режиме, и чем водовод короче, тем он неустойчивее на рабочем режиме. Деградация турбин приводит к росту собственных частот напорных систем. То есть, с течением времени устойчивость агрегатов на переходном режиме растёт, а на рабочем – падает.

Очевидно, что в первую очередь турбины были заменены на тех гидроагрегатах, которые создавали наибольшие проблемы в конце срока эксплуатации. Из описанных в предыдущем абзаце функциональных связей следует, что все эти агрегаты начали терять устойчивость на рабочем режиме. В то же время, шестой агрегат мог обладать некоторой неустойчивостью в начале срока эксплуатации на переходном режиме. А из анализа аварии 1983 года следует, что первый агрегат полностью потерял устойчивость при запуске вне пределов его проектных характеристик, то есть на переходном режиме, но не сорвался в бустинг – быстрый рост автоколебаний в зоне повышенной мощности, ограничиваемый только разрушением гидроагрегата или водовода [1, 29, 30]. Последнее означает, что на рабочем режиме он устойчивость полностью не потерял.

Из всего этого становится ясно, на каких режимах рассматриваемые 5 гидроагрегатов Нурекской начинали терять или полностью теряли гидроакустическую устойчивость, что позволяет уточнить их вихревые возмущающие частоты. Расчеты показали, что среднее значение возмущающей частоты по 5 агрегатам на переходном режиме оказалось равно $\nu_p = 0.61 \pm 0.02$ Гц, то есть отличается от пересчета по формуле (3) на 3.2 %, что находится в пределах «законного допуска». В том случае, если из эксплуатационных характеристик не следует необходимость изменить возмущающую частоту в пределах дорожки допуска, именно это значение ($\nu_p = 0.61$) использовалось при определении гидроакустической устойчивости агрегата. Среднее значение возмущающей частоты на рабочем режиме оказалось равно $\nu_p = 2.00 \pm 0.03$ Гц, что отличается от среднего значения, получаемого при пересчете с вихревых частот напорных систем СШ ГЭС по формуле (3) $\nu_p = 1.995$ Гц всего на 0.25 %.

VII. Гидроакустическая устойчивость напорных систем Нурекской ГЭС при максимальном рабочем напоре

Рассмотрим теперь результаты расчета устойчивости пяти ключевых агрегатов Нурекской ГЭС на рабочем режиме при максимально допустимом напоре 260 м в начале и конце их эксплуатации (или в 2012 году, которым завершается период времени с данными о замененных шпильках), см. таблицу 2. В этой таблице указаны геометрические длины напорных водоводов L_1 , а в расчетах использовались их акустические длины на 8.3 метра больше. Акустические длины отсасывающих труб были одинаковыми и составляли 35.7 м. Во всех представленных далее таблицах: n – номер строки по порядку, N_a – номер гидроагрегата, L_1 – геометрическая длина водовода соответствующего агрегата, k – описанный ранее коэффициент, определяющий долю остаточной энергии потока воды, ν_e – расчетная собственная частота

колебаний, ν_p – частота вихревых возмущений, θ – добротность колебательного контура, σ – гидроакустический индекс устойчивости.

Таблица 2 – Устойчивость на рабочем режиме при максимально допустимом напоре

n	N_a	L₁ (м)	κ	ν_e (Гц)	ν_p (Гц)	θ	σ
1	8	610	0.065	1.714	2.01	17.5	1.21
2	8	610	0.089	1.739	2.01	18.2	1.14
3	5	630	0.065	1.663	1.97	17.0	1.26
4	5	630	0.093	1.692	1.97	17.9	1.17
5	6	639	0.065	1.641	2.00	16.8	1.47
6	6	639	0.093	1.670	2.00	16.7	1.40
7	1	649	0.065	1.617	2.01	16.5	1.61
8	1	649	0.097	1.650	2.01	17.6	1.53
9	3	666	0.065	1.578	2.01	16.2	1.77
10	3	666	0.121	1.633	2.01	18.1	1.11

Расчеты проводились на второй моде собственных колебаний, поэтому собственные частоты в напорных системах с такими длинными водоводами оказались даже несколько выше, чем на СШ ГЭС с водоводами длиной 241 м (расчетное значение – $\nu_e = 1.537$ Гц на втором агрегате в момент катастрофы 17 августа 2009 года). У всех рассмотренных в таблице 2 агрегатов в начале эксплуатации (строки с нечетными номерами n), то есть в период 1972 – 1979 годов, индекс устойчивости σ по расчетам оказался выше критической величины 1.2. Так что можно полагать, что на рабочем режиме при максимально допустимом рабочем напоре у них был достаточно приемлемый уровень вибраций, и усталостные трещины сначала практически не возникали.

Но в конце эксплуатации (строки с четными номерами n) картина стала заметно другой. Собственные частоты возросли и сблизились с вихревыми возмущающими частотами. Поэтому у трех агрегатов (особенно у восьмого и третьего) индекс устойчивости опустился ниже критической величины 1.2. Именно у них, как следует из таблицы 1, в первую очередь и были заменены турбины. Следует, правда, отметить, что при расчете характеристик третьего агрегата из-за разрушения у него лабиринтного уплотнения приращение коэффициента κ было удвоено по сравнению с расчетом по формуле (9). Именно такой уровень коэффициента κ примерно соответствует оценкам эффективности этой машины при мощности 250 МВт, о которой упоминается в источнике [38]. Кроме того, коэффициент состояния гидроагрегата κ_r , вследствие явной ненормальности режима работы этого агрегата в конце эксплуатации был уменьшен с 1 до 0.75. Конечно, количественные оценки этого режима в строке 10 таблицы 2 никак не могут быть истиной в последней инстанции, но они показывают, что при более-менее разумных предположениях получается неплохое согласование между результатами этих оценок и явлениями, наблюдавшимися в конце эксплуатации третьего агрегата. Первоначально самая устойчивая машина (индекс $\sigma \approx 1.8$ в начале эксплуатации) вследствие неудачного ремонта стала самой проблемной и была заменена первой.

Рассмотрим теперь гидроакустическую устойчивость тех же агрегатов на переходном режиме, то есть в области А на рис. 2 или, иными словами, в области не рекомендованной работы, которую все же надо проходить, как минимум, при запуске и остановке агрегата. Как и ранее, нечетные строки соответствуют начальному этапу эксплуатации, четные – конечному. Здесь расчеты проводились на первой моде. Коэффициент κ в этом случае больше, чем на рабочем режиме, на величину 0.025, что следует из данных графика, представленного на рис. 2 (он вычисляется в точке минимума кривой на границе областей А и В).

Таблица 3 – Устойчивость на переходном режиме при максимально допустимом напоре

n	N_a	L₁ (м)	κ	v_e (Гц)	v_p (Гц)	θ	σ
1	8	610	0.090	0.761	0.61	9.3	1.47
2	8	610	0.114	0.794	0.61	10.4	1.93
3	5	630	0.090	0.741	0.61	9.1	1.29
4	5	630	0.118	0.778	0.61	10.5	1.81
5	6	639	0.090	0.733	0.62	9.0	1.11
6	6	639	0.118	0.769	0.62	10.4	1.62
7	1	649	0.090	0.724	0.61	8.9	1.12
8	1	649	0.122	0.764	0.61	10.6	1.70
9	3	666	0.090	0.709	0.59	8.8	1.18
10	3	666	0.146	0.771	0.59	11.7	1.47

Картина изменения индекса гидроакустической устойчивости на переходном режиме получается обратной – не очень устойчивые в начале эксплуатации агрегаты с течением времени становились все более устойчивыми, что связано с тем, что на этом режиме возмущающие частоты ниже собственных. Поэтому с ростом коэффициента κ при старении агрегатов собственные частоты растут, а резонансные явления ослабевают. Как следует из этого анализа, наименее устойчивыми агрегатами на переходном режиме были первый (попавший в 1983 году в аварию) и шестой (с наибольшим количеством замененных шпилек при работе без серьезных аварий). Но к концу эксплуатации оба этих агрегата стали вполне устойчивыми на переходном режиме ($\sigma \approx 1.6 - 1.7$), а на рабочем режиме они, как были, так и остались устойчивыми при некотором снижении индекса устойчивости ($\sigma \approx 1.4 - 1.55$). И, поэтому, несмотря на свою «бурную молодость» они продолжают эксплуатироваться без замены турбин в отличие от восьмого агрегата, устойчивость которого на рабочем режиме именно к концу эксплуатации заметно снизилась.

VIII. Влияние на гидроакустическую устойчивость увеличения напора до проектной величины

В данном разделе рассмотрено влияние увеличения напора с максимального рабочего до проектного, ставшего недостижимым для Нурекской ГЭС, то есть с 260 м до 275 м. Это сделано на примере двух гидроагрегатов с наибольшим количеством замененных в течение эксплуатации шпилек – шестого и восьмого. Влияние является совершенно очевидным и однозначным: на обоих режимах индекс устойчивости σ падает на величину от 0.06 до 0.10, то есть на 5 – 6 % от начального значения, см. таблицы 4, 5. На других агрегатах наблюдается совершенно то же самое.

Таблица 4 – Рабочий режим, влияние напора

n	N_a	L₁ (м)	h (м)	κ	v_e (Гц)	v_p (Гц)	θ	σ
1	8	610	260	0.065	1.714	2.01	17.5	1.21
2	8	610	275	0.065	1.714	2.01	16.6	1.14
3	8	610	260	0.089	1.739	2.01	18.2	1.14
4	8	610	275	0.089	1.739	2.01	17.3	1.07
5	6	639	260	0.065	1.641	2.00	16.8	1.47
6	6	639	275	0.065	1.641	2.00	15.9	1.39
7	6	639	260	0.093	1.670	2.00	17.7	1.40
8	6	639	275	0.093	1.670	2.00	16.7	1.32

Таблица 5 – Переходный режим, влияние напора

n	N_a	L₁ (м)	h (м)	κ	v_e (Гц)	v_p (Гц)	θ	σ
1	8	610	260	0.090	0.761	0.61	9.3	1.47
2	8	610	275	0.090	0.761	0.61	8.7	1.39
3	8	610	260	0.114	0.794	0.61	10.4	1.93
4	8	610	275	0.114	0.794	0.61	9.9	1.83
5	6	639	260	0.090	0.733	0.62	9.0	1.11
6	6	639	275	0.090	0.733	0.62	8.5	1.05
7	6	639	260	0.118	0.769	0.62	10.4	1.62
8	6	639	275	0.118	0.769	0.62	9.9	1.53

Таким образом, не вполне устойчивые агрегаты становятся еще более неустойчивыми, что делает невозможным их эксплуатацию при таком напоре, а, значит, и эксплуатацию всей станции в целом. Именно поэтому проектный напор никогда не был достигнут. А ведь это привело к снижению полезного объема Нурекского водохранилища примерно на 30 %, что вызывает теперь в Таджикистане сезонную нехватку электроэнергии и воды для полива (см., например, [23]). Такой оказалась плата за незнание.

IX. Гидроакустическая устойчивость во время аварии и возможность грядущей катастрофы

Как известно, 9 июля 1983 года в 22:48, через 4 минуты после включения первого агрегата Нурекской ГЭС в сеть на мощности 220 МВт и при напоре 203 м, что на 4 м ниже минимально допустимого, произошла авария с частичным отрывом турбинной крышки [10, 24]. Этот инцидент уже рассматривался с гидроакустической точки зрения в статье [24], однако сейчас были заново проведены расчеты по уточненным алгоритмам и данным. Как следует из таблицы 3 (см. строку 7) в начале эксплуатации первый агрегат был не слишком устойчив на переходном режиме, а в момент начала аварии он находился именно в этой зоне. Снижение напора способствует увеличению гидроакустической устойчивости гидроагрегатов. Однако, это происходит до тех пор, пока агрегат работает в проектных условиях. Если он выводится в запроектную область характеристик, то резко возрастают пульсации давления и вибрации машины. Эксплуатанты это понимали и, видимо, просто ощущали увеличение вибраций, но недостаточный полезный объем водохранилища и требования руководства обеспечить летний полив сельскохозяйственных земель, периодически заставляли их выводить агрегаты на нерасчетный режим работы с чрезмерно низким уровнем воды на верхнем бьефе. Летом 1983 года они увлеклись несколько сильнее обычного и получили тяжелую аварию – первую из тех, что оказались связаны с гидроакустической неустойчивостью агрегатов [1].

В таблице 6 в первой строке показаны данные расчета устойчивости первого агрегата в этих условиях ($\sigma \approx 0.8$). Резкое увеличение возмущений в напорной системе вследствие выхода на нерасчетный режим агрегата моделируется уменьшением коэффициента состояния гидроагрегата – $k_r = 0.5$. Это соответствует двукратному увеличению возмущающего воздействия, и тогда индекс устойчивости доходит до уровня, характерного для других аварийных и катастрофических инцидентов, в том числе произошедших и при расчетных условиях работы гидроагрегатов. Такое предположение представляется вполне адекватным, так как дальнейшее снижение коэффициента k_r , как будет показано ниже, противоречит наблюдавшимся при аварии явлениям. Для сравнения в соседней строке таблицы 6 показаны соответствующие расчетные данные при максимальном напоре ($\sigma \approx 1.25$). В этом случае первый гидроагрегат был бы устойчив.

Таблица 6 – Характеристики агрегатов на переходном режиме при инцидентах (бывших и возможных)

n	N_a	L_1 (м)	h (м)	κ	v_e (Гц)	v_p (Гц)	θ	σ
1	1	649	203	0.098	0.735	0.61	8.9	0.81
2	1	649	260	0.098	0.735	0.61	9.3	1.27
3	8	610	203	0.093	0.765	0.61	12.0	0.98
4	8	610	260	0.093	0.766	0.61	9.4	1.53
5	8	610	205.5	0.112	0.791	0.61	13.1	1.80
6	8	610	260	0.112	0.791	0.61	10.3	1.89
7	8*	610	203	0.084	0.752	0.61	11.5	0.86
8	8*	610	260	0.084	0.752	0.61	9.0	1.35

В таблице 7 в первых двух строках представлены гидроакустические характеристики первого агрегата при тех же условиях, но для рабочего режима. Из них следует, что, хотя в момент аварии первый агрегат и имел сильно пониженную устойчивость на рабочем режиме ($\sigma \approx 1.0$), но, тем не менее, для возбуждения автоколебаний на этом режиме условия еще не возникли. Только из-за этого дальнейшее развитие событий тогда на Нурекской ГЭС и во время Саянской катастрофы оказалось столь различным.

Таблица 7 – Характеристики агрегатов на рабочем режиме при инцидентах (бывших и возможных)

n	N_a	L₁ (м)	h (м)	κ	v_e (Гц)	v_p (Гц)	θ	σ
1	1	649	203	0.073	1.625	2.01	21.4	1.02
2	1	649	260	0.073	1.625	2.01	16.8	1.59
3	8	610	203	0.068	1.717	2.01	22.5	0.77
4	8	610	260	0.068	1.717	2.01	17.6	1.20
5	8	610	205.5	0.087	1.737	2.01	22.9	1.15
6	8	610	260	0.087	1.737	2.01	18.2	1.14
7	8*	610	203	0.059	1.707	2.01	22.1	0.79
8	8*	610	260	0.059	1.707	2.01	17.3	1.23

На Саяно-Шушенской ГЭС второй гидроагрегат был неустойчивым и на рабочем режиме. Пульсации давления в водоводе сопровождаются также и пульсациями расхода потока воды, находящимися с ними в противофазе [1, 24 – 26, 30]. Поэтому при росте пульсаций расхода в области А напорная система вскоре на их пике оказывается в области А', что символизирует красная стрелка на рис. 2, и агрегат оказывается в режиме, где работа, как на СШ ГЭС, может быть полностью недопустима. Там возбуждаются более интенсивные и быстро растущие автоколебания, и процесс их роста ограничивается только полным разрушением агрегата, что и произошло при Саянской катастрофе, на Памире [29], а также в Австралии [1]. Этот процесс был назван бустингом (см. [30]), и его, к счастью, не было на Нурекской ГЭС 9 июля 1983 года – автоколебательных пульсаций давления, запущенных на переходном режиме агрегата хватило только для частичного отрыва турбинной крышки. После этого параметры колебательной системы изменились, и автоколебания самопроизвольно угасли или сильно ослабли. А закрытие шарового затвора перед агрегатом и, затем, нижнего аварийно-ремонтного затвора в отсасывающей трубе, полностью локализовало аварию. Все это произошло только потому, что первый агрегат Нурекской ГЭС оказался в тот момент достаточно устойчивым на рабочем режиме.

Однако, если бы на месте первого агрегата был восьмой, как показывают расчеты, он был бы неустойчив на рабочем режиме ($\sigma \approx 0.75$, см. строку 3 в таблице 7) в степени, необходимой для возбуждения автоколебаний (но для этого надо было бы превзойти на нем номинальную мощность). Положение спасало то, что по оценкам, уровень его неустойчивости на переходном режиме ($\sigma \approx 1.0$, см. строку 3 в таблице 6) был недостаточен для возбуждения автоколебаний.

Выходы Нурекской станции за пределы проектных зон работы гидроагрегатов из-за нехватки полезного объема водохранилища продолжались и после аварии, например, в марте 2007 года [22], через месяц после вылета из турбинной шахты второго гидроагрегата на таджикской ГЭС Памир-1 [29]. Однако, снижение уровня верхнего бьефа от проектного минимума составляло тогда только 1.5 м, а не 4 м, как летом 1983 года. Для этого режима были проведены расчеты устойчивости восьмого агрегата с коэффициентом его состояния $k_r = 0.8$. Из-за такого коэффициента состояния, а также вследствие старения восьмой агрегат на переходном режиме оказался вполне устойчив, а на рабочем режиме степень его неустойчивости явно была недостаточна для возбуждения автоколебаний (см. строки 5 в таблицах 6, 7). Так что в тот раз нарушение регламента по уровню верхнего бьефа к аварии привести было не должно.

Однако после замены турбины восьмого агрегата на более эффективную, чем была раньше, оказалось, что обновленная машина резко снизила устойчивость на переходном режиме (ср. строки 8 и 6 таблицы 6). При этом несколько возросла ее устойчивость на рабочем режиме (ср. строки 8 и 6 таблицы 7), что является временным и преходящим эффектом. Поэтому на режиме, подобном тому, что был во время аварии летом 1983 года, восьмой агрегат вполне способен вызвать полноценную катастрофу вследствие бустинга (см. строки 7 в таблицах 6 и 7). Отсюда следует, что персоналу станции нельзя переходить критический уровень верхнего бьефа в окрестности отметки 856 м (напор 206 м). Но, если они под сильным внешним давлением это сделают, они обязаны в это время держать восьмой гидроагрегат отключенным. Ближайший такой период, когда на Нурекской ГЭС не будет хватать воды, наступит, видимо, весной или летом 2015 года.

Более того, с заменой турбины может несколько измениться и вихревая частота на переходном режиме. Если она возросла, скажем, до значения $v_p = 0.62$, то индекс устойчивости в аварийной ситуации снизился бы до величины $\sigma \approx 0.8$, что без сомнения обеспечило бы быстрое возбуждение автоколебаний. Впрочем, простые измерения ответили бы на этот жизненно важный для станции вопрос. Кроме того, прогрессирующее с течением времени снижение гидроакустической устойчивости восьмого агрегата на рабочем режиме никто не отменял. Поэтому, через какое-то время снова может возникнуть вопрос о необходимости повторной срочной замены его турбины.

Х. Заключение

Таким образом, сравнение результатов расчетов гидроакустической устойчивости Нурекской ГЭС по уточненной методике с данными об особенностях ее эксплуатации, наблюдавшимися в течение 40 лет с 1972 по 2012 годы, демонстрирует очень сильное влияние на работу этой станции, оказываемое гидроакустическими эффектами. Из-за них максимальная отметка верхнего бьефа оказалась на 15 м ниже проектной, что привело к снижению полезного объема Нурекского водохранилища примерно на 30 %, и, поэтому, в каждый весенне-летний сезон недостает воды как для выработки электроэнергии, так и для полива. Попытки увеличить этот объем выходом за проектные минимальные уровни верхнего бьефа привели к крупной аварии летом 1983 года и к потенциально опасным ситуациям, возникающим время от времени, хотя по мере старения агрегатов эта опасность постепенно снижалась.

Более того, неустойчивость обновленного восьмого агрегата Нурекской ГЭС на обоих значимых режимах работы при определенных условиях может привести к его вылету из турбинной шахты и разрушению, подобно второму агрегату российской Саяно-Шушенской ГЭС, второму агрегату таджикской ГЭС Памир-1 и единственному агрегату австралийской ГЭС Дартмут [1]. Это, в свою очередь, может вызвать катастрофу, сравнимую с Саянской, перенести которую Таджикистану будет несравненно труднее, чем России.

Кроме того, подход, не учитывающий гидроакустические эффекты при проектировании Рогунской ГЭС, чья плотина должна быть еще выше, чем Нурекская, вполне может привести к тому, что эта новая мощная высоконапорная гидроэлектростанция, также как и Нурекская, не сможет достичь своих проектных характеристик и не оправдает всех надежд, на нее возлагаемых.

Вдобавок следует отметить, что усталостные трещины в шпильках турбинных крышек гидроагрегатов Уч-Курганской и Байпазинской ГЭС тоже, по-видимому, свидетельствуют об их недостаточной гидроакустической устойчивости. Повторение аварии февраля 2007 года на ГЭС Памир-1 – уменьшенной копии Саянской катастрофы, также не исключено, так как, по-видимому, принципиально после ремонта там ничего не изменилось.

Выводы

1. Уточнение методики расчета гидроакустических напорных систем путем приближенного учета их трехмерности, а также деградации гидроагрегатов с течением времени позволило полностью согласовать гидроакустические эффекты и реальную историю сорокалетней эксплуатации Нурекской ГЭС.
2. Из проведенных сравнений расчетных данных и наблюдаемых эффектов следует, что при индексе гидроакустической устойчивости $\sigma < 1.2$ начинаются сильные вибрации, препятствующие нормальной работе станции, а при $\sigma < 0.9$ возможно возбуждение автоколебаний с катастрофическими последствиями.
3. Гидроакустические эффекты привели к снижению полезного объема Нурекского водохранилища примерно на 30 %, из-за чего каждый год в Таджикистане возникают сезонные трудности с обеспечением выработки достаточного количества электроэнергии и с поливом.
4. Именно гидроакустические эффекты вместе с нехваткой воды, вызванной их опосредованным воздействием, привели к крупной аварии на станции летом 1983 года.
5. Из-за обновления агрегатов Нурекской ГЭС по гидроакустическим показаниям на этой станции возможна серьезная авария с перерастанием ее вследствие бустинга в катастрофу типа Саянской.
6. Проектирование Рогунской ГЭС без учета гидроакустических эффектов может привести к непредсказуемым нежелательным результатам.
7. Из таджикских гидроэлектростанций в зоне гидроакустического риска находятся, по-видимому, еще Уч-Курганская и Байпазинская ГЭС, и, безусловно, ГЭС Памир-1.

Литература

1. Ю. И. Лобановский – Автоколебания напорных систем гидроэлектростанций и Саянская катастрофа. «Гидроэнергетика Украины», N 3 – 4, 2013 // <http://www.synerjetics.ru/article/autooscillations.htm>
2. M. Rauscher – Über die Schwingungen freitragender Flügel. *Luftfahrtforschung*, Bd. 4, N. 2, 1929.
3. Е. П. Гроссман, С. С. Кричевский, А. А. Борин – К вопросу о потере устойчивости конструкций крыла в полете. *Труды ЦАГИ*, выпуск 202, 1935.
4. Е. П. Гроссман – Флаттер. *Труды ЦАГИ*, выпуск 283, 1937.

5. Я. М. Пархомовский – Организатор советской науки. «Техника-молодежи», 1986, N 5 // <http://epizodsspace.airbase.ru/bibl/tm/1986/5-keldysh.html>
6. Ю. И. Лобановский – Угроза избранным. *Synerjetics Group*. Июль 2012 // <http://www.synerjetics.ru/article/threat.htm>
7. Нурекская ГЭС. *Tajik Development Gateway* // http://www.tajik-gateway.org/wp/?page_id=25892
8. Форма 17. Станционный узел (для гидроэлектростанций). *Факс из «Барки Точик» ОАХК*, 07.12.2009.
9. Высочайшая в мире. Нурекская ГЭС. *Rushydro rocks*, 13.09.2011 // <http://rushydro.livejournal.com/207680.html>
10. Б. Сирожев – Авария на Нуреке в 1983 году не была засекречена. *CAWATERiunfo*, 26.10.2009 // <http://www.cawater-info.net/news/10-2009/26.htm>
11. А. А. Клюкач – Частное сообщение, 06.07.2012.
12. Central Asia Regional Economic Cooperation: Power Sector Regional Master Plan. Appendix A. Terms of Reference. *Asian Development Banc*. October 2012 // <http://www.adb.org/projects/documents/central-asia-regional-economic-cooperation-power-sector-regional-master-plan-tacr>
13. Первое колесо гидротурбины, изготовленное Сумским НПО им. Фрунзе для модернизации Нурекской ГЭС, запущено в эксплуатацию. *Прайм*, 31.07. 2008 // <http://www.lprime.ru/INDUSTRY/20090731/756050533-print.html#>
14. П. Чоршанбиев – На Нурекской ГЭС завершается замена рабочего колеса второго агрегата. *Новости Таджикистана*, 05.06.2010 // <http://news.tj/ru/news/na-nurekskoi-ges-zavershaetsya-zamena-rabocheho-kolesa-vtorogo-agregata>
15. З. Эргашева – Установка третьего колеса турбины Нурекской ГЭС затянулась. *Новости Таджикистана*, 20.08.2014 // <http://news.tj/ru/news/ustanovka-tretego-kolesa-turbiny-nurekskoi-ges-zatyanulas>
16. Зеленчукские ГЭС. *Wikipedia* // https://ru.wikipedia.org/wiki/Зеленчукские_ГЭС
17. На агрегатах Байпазинской ГЭС в Таджикистане заменяют шпильки для предотвращения возможной аварии. *Advis.ru*, 16.07.2010 // http://www.advis.ru/php/print_news.php?id=A0094D15-DFEC-B24B-883C-D5D6539469F1
18. И. П. Иванченко, С. И. Воеводин, А. Н. Прокопенко – Натурные исследования гидродинамических нагрузок, действующих на крепеж крышки турбины. *Гидротехника*, N 3 (28), 2012.
19. А. Н. Прокопенко – Расчетно-экспериментальное обоснование зависимости вибрационных характеристик гидроагрегатов от конструктивных и режимных факторов. *Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук*. СПбГУ, Санкт-Петербург, 2014 // <http://www.spbstu.ru/science/defences/0604-abstract.pdf>
20. Нурекская ГЭС. *Большая Советская Энциклопедия* // <http://www.big-soviet.ru/495/55084/%CD%F3%F0%E5%EA%F1%EA%E0%FF%20%C3%DD%D1>
21. М. Мирзоев, А. Султонов – Частное сообщение, 04.03.2010.
22. «Водная карта», нелегальные мечети и дружба с Туркменией: Таджикистан за неделю. *REGNUM*, 28.03.2007 // <http://www.regnum.ru/news/803255.html>
23. «Барки точик» объяснил, почему вводится лимит. *Avesta.tj*, 17.10.2012 // <http://www.avesta.tj/business/14683-barki-tochik-obyasnil-pochemu-vvoditsya-limit.html>
24. Ю. И. Лобановский – Критерий возбуждения гидроакустических автоколебаний напорной системы. *Synerjetics Group*. Январь – февраль 2010 // <http://synerjetics.ru/article/excitation.htm>
25. В. Л. Окулов, И. М. Пылев – Неустойчивость напорных систем. *Доклады Академии наук, Энергетика*, **341**, N 4, 1995.
26. В. Х. Арм, В. Л. Окулов, И. М. Пылев – Неустойчивость напорных систем гидроэнергоблоков. *Известия Академии Наук, Энергетика*, N 3, 1996.
27. Ю. И. Лобановский – Три станции: новые проблемы гидроакустики и их решения. *Synerjetics Group*. Ноябрь 2010 // http://synerjetics.ru/article/three_ps.htm
28. Ю. И. Лобановский – О расчетах гидроакустической устойчивости Яли, Тери и Ирганайской гидроэлектростанций. *Гидротехническое строительство*, N 4, 2011.
29. Ю. И. Лобановский – Тайна горной долины. *Synerjetics Group*. Июнь 2010 // <http://synerjetics.ru/article/pamir.htm>
30. Ю. И. Лобановский – Гидроакустический бустинг – способ возбуждения катастрофических автоколебаний в напорной системе Саяно-Шушенской ГЭС. *Synerjetics Group*. Май 2010 // <http://synerjetics.ru/article/busting.htm>
31. Grand Rapids Generation Station. *Manitoba Hydro* // https://www.hydro.mb.ca/corporate/facilities/brochures/grand_rapids_1107.pdf
32. Г. И. Кривченко – Гидравлические машины. Турбины и насосы. Москва, «Энергия», 1978 // <http://www.proektant.org/index.php?topic=14344.0>
33. Нурекская ГЭС – сегодня и завтра. *Независимое мнение. Новости*, 31.10.2011 // <http://nm.tj/economy/979-nurekskaya-ges-segodnya-i-zavtra.html>

34. В. И. Брызгалов – Из опыта создания и освоения Красноярской и Саяно-Шушенской ГЭС. Производственное издание, 1998 // <http://03-ts.ru/index.php?nma=downloads&fla=stat&idd=826>
35. О гидрологических режимах на Саяно-Шушенском гидроэнергокомплексе на 15.03.2010 г. РусГидро. Саяно-Шушенский филиал // <http://www.sshges.rushydro.ru/press/news/32786.html>
36. Братская ГЭС. *Wikipedia* // https://ru.wikipedia.org/wiki/Братская_ГЭС
37. Сведения о проекте «Замена 6 рабочих колес Братской ГЭС (этап 2)». ОАО «Иркутскэнерго», 11.04.2012.
38. Доставлено новое оборудование для Нурекской ГЭС. *Бизнес&Политика, Новости*, 18.10.2012 // <http://gazeta-bip.net/news/3999-dostavleno-novoe-oborudovanie-dlja-nurekskoj-gjes>

05.10.2014

Ю. И. Лобановский