

# Гидроакустическое возбуждение напорной системы второго гидроагрегата СШ ГЭС – причина Саянской катастрофы

Ю. И. Лобановский

## Краткое содержание

Отрыв турбинной крышки второго гидроагрегата Саяно-Шушенской ГЭС и выброс его центрального блока на высоту около 14 метров произошел в результате катастрофического роста пульсаций давления в водоводе, что привело к затоплению и разрушению машинного зала станции и гибели 75 человек из ее персонала. Пульсации возникли вследствие гидроакустического возбуждения автоколебаний в напорной системе гидроагрегата прецессирующим затурбинным вихрем. Только такой сценарий описывает то, что происходило в момент катастрофы, и согласуется с наблюдавшимися там явлениями.

Это – самый известный инцидент подобного рода, однако он был далеко не первым. Применение теории гидроакустического возбуждения автоколебаний и целенаправленный сбор информации о различных странных и малопонятных инцидентах с отрывами турбинных крышек гидроагрегатов, а также с возникновением очень сильных вибраций, не позволяющих обеспечить нормальную работу этих агрегатов, дали возможность найти еще 5 гидро- и гидроаккумулирующие станции, в водоводах которых либо возбуждались автоколебания, либо происходило балансирование на самой границе этого грозного явления. Это и помогло полностью разобраться в деталях того, что произошло со вторым гидроагрегатом СШ ГЭС.

*Ключевые слова: автоколебания – гидроэлектростанция – напорная система – инцидент – катастрофа – Саяно-Шушенская ГЭС – Нурекская ГЭС – гидроагрегат – турбина – пульсации – усталость – гидроакустический резонанс – индекс устойчивости – бустинг*

## Таблица символов

v – скорость  
t – время  
p – давление  
 $\rho$  – плотность  
L – длина  
D – диаметр  
I – интенсивность  
J – момент инерции  
W – мощность  
E – энергия  
Q – объемный расход  
q – безразмерный расход  
 $\nu$  – частота  
 $\omega, \Omega$  – угловая скорость, угловая частота  
 $\Psi$  – отношение интенсивностей  
 $\sigma$  – индекс устойчивости  
 $\Delta$  – символ разности  
 $\pi$  – отношение длины окружности к диаметру

## Индексы нижние

e – собственный  
g – относящийся к электрогенератору  
r – роторный  
v – вихревой

## Индексы верхние

\* – характерный

## I. Автоколебания – основные понятия

Среди всего многообразия механических колебаний, которые могут возникать в гидротехнических сооружениях и в их элементах, а также в агрегатах, расположенных на этих гидросооружениях, особое

значение для их безопасности имеют автоколебания, которые сами себя усиливают за счет подкачки энергии из окружающей среды. Автоколебания всегда являются колебаниями нелинейными. Для их возникновения в колебательной системе должен существовать нелинейный элемент положительной обратной связи. Он так организует связь колебательной системы с окружающей средой, что чем больше амплитуда этих колебаний, тем большая энергия перекачивается в нее из окружающей среды. Положительная обратная связь – необходимое условие возникновения и развития автоколебаний.

Постепенно с ростом амплитуды колебаний начинают расти и потери в колебательном контуре, или к нему ограничивается подвод энергии, и, в конце концов, может возникнуть ситуация, когда колебательный контур выходит на стационарный режим работы, когда и частота и амплитуда колебаний становятся постоянными. На таком режиме колебательная система становится генератором колебаний, которыми, например, являются любые механические или электронные часы. В этом случае процесс автоколебаний будет продолжаться без изменений в течение всего того времени, пока энергия из внешней среды поступает в колебательный контур. Однако, в некоторых случаях, как например, при флаттере крыльев или органов управления самолетов [1], при обдуве сильным ветром Такомского подвешного моста [2, 3] (см. рис. 1) или во время Саянской катастрофы [4, 5], автоколебательная система успевает разрушиться до того, как она выходит на стационарный режим.



Рис. 1

Для безопасности таких систем важнейшим является вопрос о возбуждении автоколебаний. Часто диссипация (внутреннее трение), присущая автоколебательной системе и противодействующая работе положительной обратной связи, достаточно велика, и в нормальном состоянии никаких колебаний в системе нет, а если и имеются какие-то вынужденные колебания, то они все же не приводят к автоколебаниям. Для возбуждения последних нужен достаточно сильный внешний толчок. Подобная ситуация описывается как «жесткое возбуждение» автоколебаний [6]. Для запуска очень крупных автоколебательных систем, таких, например, как напорная система гидроэлектростанции, должны действовать очень мощные возбуждения, которых в правильно спроектированных технических системах обычно просто не существует.

Но на систему может действовать не единичный толчок, а периодическое колебательное возмущение. Тогда, как хорошо известно, возбуждение может быть и не очень сильным, а то и просто слабым, и, тем не менее, оно может возбудить колебательную систему. Для этого необходимо, чтобы частота периодического возмущающего воздействия была бы близка к собственной частоте колебаний, то есть той частоте, при которой происходят колебания системы, предоставленной самой себе. Такой случай называют резонансом. Следовательно, при резонансе даже сравнительно слабое внешнее периодическое возмущение может

запустить процесс автоколебаний в системе, а уж до какой степени он вырастет, зависит исключительно от характеристик ее самой. Так что гидроэнергетики, вступив на путь создания высоконапорных гидроэлектростанций, у которых резонансные возбуждения способны возбуждать автоколебания в водоводах, видимо, пока еще легко отделались, испытав пока только одну катастрофу и не менее трех очень серьезных аварий подобного типа с отрывами турбинных крышек.

## II. Причины возникновения автоколебаний в напорных системах гидроэлектростанций

Хорошо известно, что упругие колебания воды в водоводах гидроэлектростанций возможны [7]. Однако, насколько они могут быть опасными – ответ на это может дать только эксперимент. И такой эксперимент на Саяно-Шушенской ГЭС – высоконапорной гидроэлектростанции невиданной доселе мощности, был осуществлен вполне своевременно, сразу же, как только водохранилище заполнилось водой. Летом 1988 года были проведены натурные испытания гидроагрегатов на повышенных мощностях, которые показали, что на этом режиме их работы возникают очень сильные пульсации давления воды в водоводах и недопустимые вибрации оборудования [7]. По инициативе тогдашнего директора станции В. И. Брызгалова к изучению этой проблемы привлекли Сибирское отделение Академии наук. По итогам этой работы в 1995 году вышла из печати первая статья сотрудника этого отделения В. Л. Окулова с соавторами, инженерами производителя турбин – Ленинградского металлического завода [8, 9], о том, что причиной этих пульсаций является некое новое явление, названное гидроакустическим резонансом. Так как оно возникало при расходах и мощностях, превышающих штатные, то практическим результатом всей этой деятельности стало введение ограничения сверху на допустимую мощность гидроагрегатов («нельзя входить в зону запрещенной работы»). Ограничение было введено, а о причинах, из-за которых оно появилось, за прошедшие годы, видимо, было забыто. И это несмотря на то, что оставалось материальное свидетельство тех событий – десятый гидроагрегат, который с тех пор из-за возникших тогда трещин в конструкции мог работать только в так называемой «первой зоне», то есть на мощностях, не превышающих 30 % от номинальной [10].

Если в водоводе, разделенном на две части турбиной (на напорную – перед турбиной и подпорную или отсасывающую трубу – за турбиной), течет поток воды, то в нем могут возникать колебания этого потока. При этом, в отличие от классического решения для малых колебаний в свободной трубе (без турбины или любого другого клапана), в этой нелинейной колебательной системе возникает разрыв параметров потока, имеющий свойства, вполне определяемые из законов сохранения и некоторых характеристик турбины – своеобразного клапана со специфическими характеристиками [8, 9]. Практическая же суть дела состоит в том, что при определенных условиях турбина становится источником положительной обратной связи, обеспечивающей возможность существования автоколебаний в напорной системе, состоящей из напорного водовода, турбины и отсасывающей трубы.

Из решений системы уравнений, описывающей колебания потока в напорной системе, следует [4, 8, 9], что положительная обратная связь может возникнуть тогда, когда наклон кривой изменения полного давления потока за турбиной от расхода  $\Delta p/p = f(q)$  «отрицателен», то есть когда при росте расхода отбор полного давления на турбине уменьшается. Такое имеет место быть в зонах, обозначенных символами А и А' на рис. 2. Здесь  $q$  – это отношение расхода 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 (см. [4]).

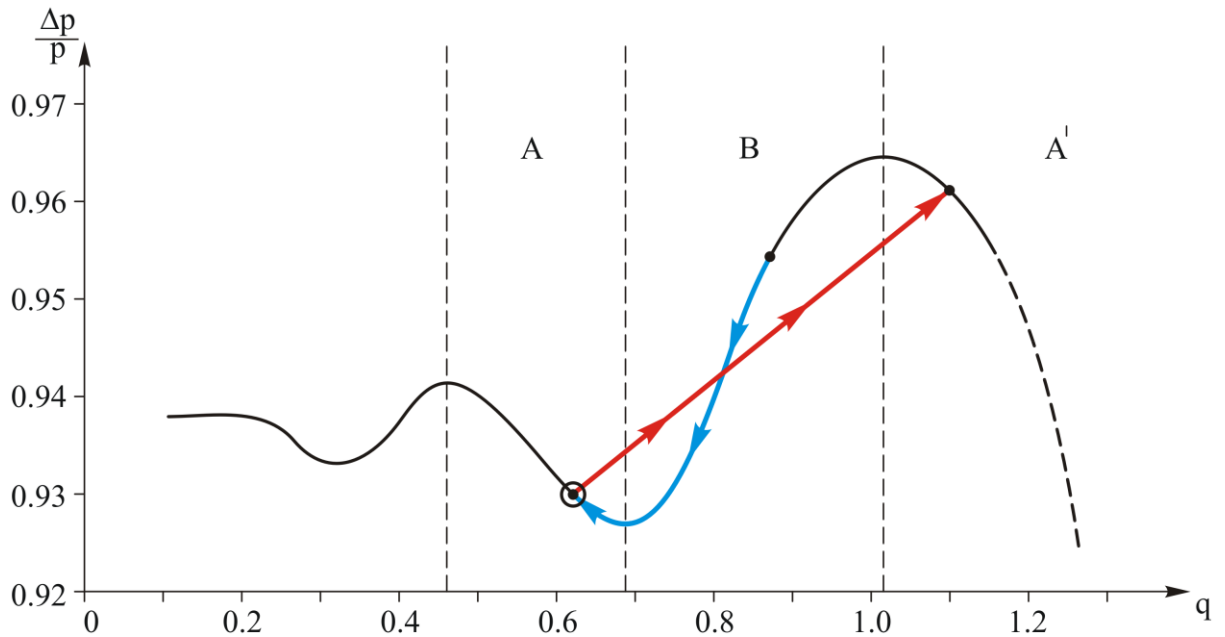


Рис. 2

В зонах В и А', существует качественное соответствие между параметром  $\Delta p/p$  и коэффициентом полезного действия турбины – на рабочем режиме оба они максимальны, а при уходе с него они уменьшаются. Левее зоны В вследствие особенностей обтекания (течения с затопленными струями), о которых мы здесь не будем говорить подробно, коэффициент полезного действия турбины продолжает падать, а изменения параметра  $\Delta p/p$  оказываются более прихотливыми (следует указать, что упомянутая ранее «первая зона» находится левее зоны А). Для понимания можно еще отметить, что разность  $1 - \Delta p/p$  – это, по существу, та удельная (отнесенная к объему) доля энергии потока, которая остается в нем после прохождения через турбину.

Эта оставшаяся в потоке за турбиной энергия состоит из энергии поступательного, вращательного и колебательного движений потока. Дело в том, что в напорном водоводе поток движется обычно строго поступательно. Затем в спиральной камере радиально-осевых агрегатов (турбин Френсиса), таких, какие работают на СШ ГЭС, поток сильно закручивается, а на самой турбине происходит его раскрутка снова до поступательного движения, во время которой очень эффективно и отбирается подавляющая часть накопленной потоком энергии. Но практически полностью раскручивать поток на турбине удастся только на номинальном рабочем режиме при расчетном расходе, то есть в малой окрестности границы между зонами В и А' на рис. 2. При уходе с этого режима из-за отрывов на лопастях турбины часть закрутки потока остается, что и проявляется в виде затурбинного вихря, в центре которого даже образуется кавитационный жгут – область, в которой давление из-за вращения падает настолько сильно, что вода «расступается», и жгут заполняется ее парами и растворенными в ней газами. Такой затурбинный вихрь подобен смерчу, иногда возникающему в атмосфере, см., например, рис. 3 [11].

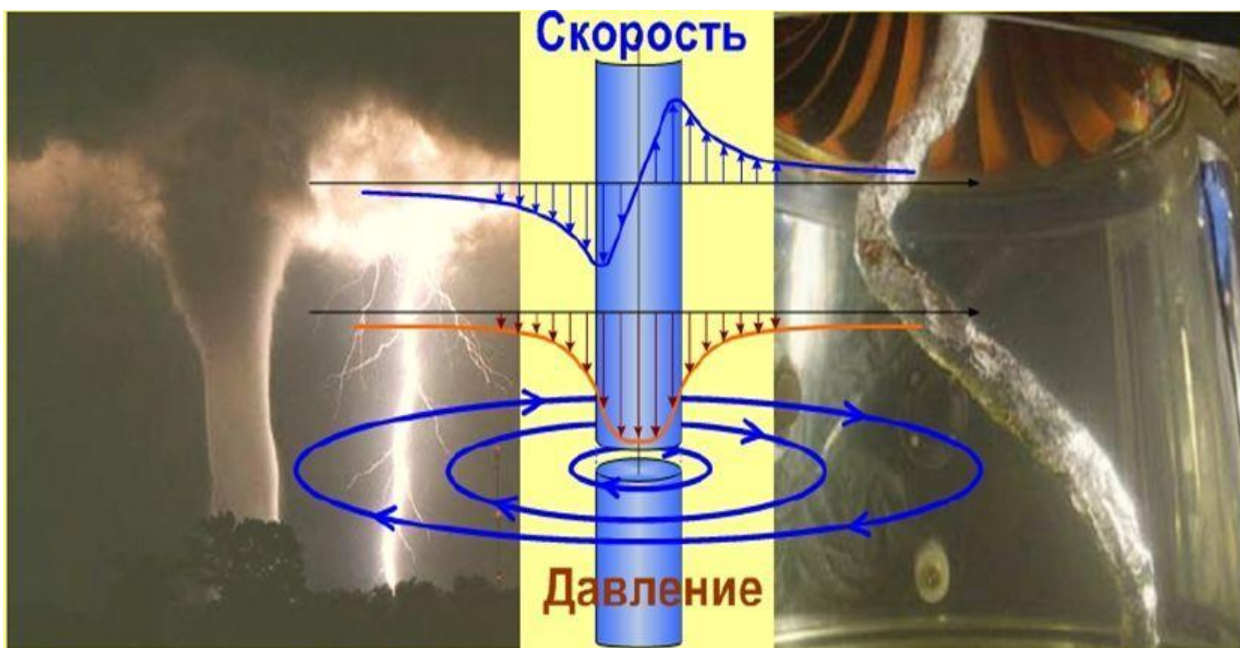


Рис. 3

Затурбинный вихрь является прямым свидетельством того, что турбина начинает исполнять свою основную роль – максимально возможный отбор энергии у набегающего потока, хуже, чем на номинальном расчетном режиме. И это приводит к соответствующим наклонам кривой на рис. 2. Более того, вследствие неустойчивости отрывов на лопастях турбины, ось этого вихря вращается сама – вихрь прецессирует, создавая заметные периодические пульсации давления в водоводе. Все вместе это и становится источником потенциальной опасности – возбуждения в потоке воды автоколебаний. Однако, к счастью, если частота собственных колебаний напорной системы и частота прецессии этого вихря заметно различаются, то автоколебания, как показывает успешная эксплуатация немалого количества гидроэлектростанций с радиально-осевыми турбинами, не возбуждаются.

И, в общем-то, совпадать или быть близкими по частоте им совсем необязательно. Как следует из расчетов [4], собственная частота колебаний зависит, в первую очередь, от длины напорного водовода, в меньшей степени – от длины отсасывающей трубы, а также несколько зависит от той доли энергии, которая остается в потоке, то есть от величины  $\Delta p/p$ , определяемой режимом работы агрегата. А частота прецессии затурбинного вихря (или кратко – вихревая частота) в разумном диапазоне параметров турбин с некоторой погрешностью пропорциональна частоте вращения ротора (рабочего колеса) турбины. Это вытекает из исследования по приближенному подобию характеристик гидроагрегатов, достаточно близких по размерам, мощностям и напорам [4]. Вследствие того, что в рассматриваемой модели единственным масштабом частоты является частота вращения ротора  $v_r$ , вихревая частота  $v_v$  при указанных выше условиях должна в первом приближении быть ей пропорциональна:

$$v_v \approx \frac{v_v^* v_r}{v_r^*}, \quad (1)$$

где  $v_v$  – искомая вихревая частота,  $v_r$  – частота вращения ротора турбины, индекс \* относится к известным из эксперимента характерным значениям этих параметров.

Однако, есть тонкости, несколько усложняющие дело. Во-первых (см. рис. 2), частоты прецессии вихря в зоне А (в области не рекомендованной работы) и в зоне А' (в области запрещенной работы для агрегатов СШ ГЭС) различаются примерно в 3 раза [7]. Во-вторых, возможно возбуждение не только так называемой «основной моды» собственных колебаний, соответствующей минимально возможной частоте, но и «высоких мод» [12], то есть колебаний с большими частотами. Для напорных систем задача является нелинейной, и здесь нет простого соотношения между частотами различных мод, что, как известно, имеется в линейных задачах. Поэтому в каждом конкретном случае приходится решать уравнения, и вычислять эти частоты. И, в-третьих, как показывает опыт возбуждения других типов автоколебаний, например, флаттера, резонанс, то есть близость частот возбуждающей и собственной, для запуска автоколебаний иногда совсем не обязателен. Может хватить просто «кратности частот», то есть наличия такой ситуации, когда частота возмущающего воздействия в целое (или «почти в целое») число раз (2, 3...) меньше, чем собственная

частота колебаний [13]. Это означает, что внешняя сила «подталкивает» систему не на каждом ее колебании, а через раз, через 2 раза и так далее. Конечно, в этом случае для возбуждения автоколебаний возмущение должно быть сильнее (в первом приближении также практически в 2, 3... раза), но возмущения такой интенсивности вполне могут возникать.

Поэтому, для каждой напорной системы появляются наборы, как частот возбуждения, так и собственных частот, и при достаточной близости любой пары из этих наборов может произойти запуск автоколебаний. И без расчетов этих параметров сказать о том, надо ли опасаться запуска автоколебаний или нет, невозможно. При этом, как показали исследования [4], важна еще и так называемая «добротность» колебательного контура [12] на рабочем режиме агрегата. Добротность – это, с точностью до некоторых простых постоянных множителей, величина, обратная коэффициенту затухания колебаний в точках экстремумов кривой  $\Delta p/p = f(q)$  на границах зон А' и В (то есть рабочей точке), а также В и А (см. рис. 2) (а там, в точках экстремумов этой кривой колебания всегда затухают). И чем ниже добротность, тем, как показывает опыт, больше допустимые различия в частотах, при которых автоколебания все же могут быть возбуждены.

### **III. Почему следует исключить иные явления в качестве причин инцидента со вторым гидроагрегатом СШ ГЭС?**

#### **III. 1. Основные атрибуты инцидента со вторым гидроагрегатом СШ ГЭС**

Ключевое событие Саянской катастрофы – это инцидент, произошедший со вторым гидроагрегатом Саяно-Шушенской ГЭС. «При входе в зону эксплуатационной характеристики гидроагрегата, не рекомендованной к работе, произошел обрыв шпилек крышки турбины. ... Вызванные динамическими нагрузками разрушения шпилек привели к срыву крышки турбины и разгерметизации водоподводящего тракта гидроагрегата» [14].

При этом стало также известно о характерном разрушении боковой грани колонны машинного зала, ближайшей ко второму гидроагрегату – четвертой опоры подкранового пути (см. рис. 4 – 6). Изучение фотографий позволяет прийти к выводу о том, что колонну грубо «отфрезеровал» центральный блок второго гидроагрегата, то есть оббил ее несколькими ударами несущих спиц ротора электрогенератора, когда он не только вращался по инерции вокруг своей оси, но еще и совершал прецессионное движение, вызванное не полностью симметричным разрывом крепежа турбинной крышки [15]. Обмотка ротора, очевидно, оторвалась от держащих ее спиц в момент выбивания крышки и осталась внизу. Высота колонны составляет около 12 м. С учетом размещения гидроагрегата ниже основания колонны это является материальным свидетельством того, что ротор агрегата во время катастрофы действительно поднялся на высоту примерно 14 м, как о том вскоре после события заявил руководитель Ростехнадзора Н. Г. Кутьин [16].

На рис. 4 представлен общий вид четвертой опоры подкранового пути на фоне разрушенного машинного зала и нижней части плотины.



Рис. 4

Рассматривая рис. 5, 6, можно убедиться, что опора была разрушена серией отдельных ударов, совершаемых всякий раз, когда ось вращения центрального блока агрегата оказывалась направленной в сторону опоры. По мере потери энергии вращения блока вследствие ударов об опору, наклон оси прецессии ротора к вертикали возрастал, и глубина ударов увеличивалась (см. рис. 5). Именно поэтому разрушение опоры имеет такой специфический характер – на клин, но поверхность разрушения при этом чрезвычайно неровная (см. рис. 6), тогда как при сдвиге, вызванном воздействием какой-то осевой силы пусть и не выясненного происхождения, который также мог бы дать разрушение по диагональному сечению опоры, масштаб неровностей на поверхности сдвига был бы многократно меньше.



Рис. 5



Рис. 6



На рис. 7 представлена фотография второго гидроагрегата после откачивания воды (см., например, [15]). Здесь достаточно хорошо видна турбина вместе со своей крышкой, валом и с загнутыми остатками спиц ротора электрогенератора. Сам ротор лежит чуть ниже, охватывая турбину с крышкой. Остатки статора электрогенератора по этой фотографии вообще невозможно идентифицировать. При этом лопасти ротора турбины находятся в прекрасном состоянии.



Рис. 7

Рассмотренные выше две основные особенности процесса, который происходил во время инцидента со вторым гидроагрегатом СШ ГЭС – разрыв шпилек турбинной крышки и взлет его центрального блока примерно на высоту 14 м вместе с анализом состояния ротора турбины дают именно ту информацию, которая позволила четко и однозначно выявить механизм этого инцидента.

### **III. 2. Запасы энергии, накопленные в напорной системе перед инцидентом**

Для того чтобы указанный процесс осуществился, должны возникнуть силы, достаточные для разрыва шпилек турбинной крышки, и произойти преобразование в работу такого количества энергии, которого бы хватило на выброс и взлет центрального блока гидроагрегата. Рассмотрим сначала энергетические балансы.

Работа по разрушению гидрогенератора в очень короткое время, а также по приведению в движение его остатков против сил гравитации, могла быть совершена, если заранее было запасено необходимое количество энергии. При действии гидроагрегата энергия в основном запасается в кинетической форме как

энергия вращения его ротора, а также как энергия движения потока воды в водоводе. Кроме того, некоторая часть энергии запасена в электромагнитном поле, создаваемом электрогенератором. Оценим все эти запасы.

Так как токи и векторы напряженности электрического и магнитного поля за период колебаний напряжения в обмотке электрогенератора меняют свое направление на противоположное, то энергия  $E_1$  этого поля с учетом «синусоидальности» его параметров не превышает величину

$$E_1 \approx \frac{2W_g}{\pi v_g}, \quad (2)$$

где  $W_g$  – мощность электрогенератора,  $v_g$  – его частота. В момент перед разрушением мощность гидроагрегата составляла около 475 МВт. Он оставался в синхронном режиме с частотой вращения  $v = 2.38$  Гц и частотой колебаний поля в электрогенераторе  $v_g = 50$  Гц (при 21 паре его полюсов). Тогда запас магнитной энергии (при рассматриваемых частотах она составляет подавляющую часть энергии электромагнитного поля) по формуле (2) оценивается величиной  $E_1 \approx 6.0$  МДж. В более точных расчетах, проведенных профессором Ю. П. Райзером, в различных вариантах протекания процесса короткого замыкания обмотки электрогенератора были получены величины запаса энергии, равные 1.5 – 2.1 МДж без учета подвода энергии к месту замыкания из линии электропередач, и 7.3 – 8.3 МДж с учетом этого процесса [17, 18]. Видно хорошее согласование этих расчетов максимально возможных запасов энергии в электрогенераторе вместе с сетью с первоначальной простейшей оценкой (2). Таким образом, эта энергия оказывается меньше, чем та, что запасена в 2 кг тротила (удельная энергия которого – 4.5 МДж/кг) [15]. Она слишком мала, чтобы произвести те разрушения на станции, которые можно было наблюдать воочию, и забросить ротор агрегата на ту высоту, которая была запечатлена на описанной ранее колонне.

При частоте вращения ротора  $v = 2.38$  Гц угловая скорость вращения  $\omega = 14.95$  с<sup>-1</sup>. Диаметр ротора турбины типа РО-230/833-0-677 –  $D_r = 6.77$  м, масса – 156 т, диаметр ротора электрогенератора типа СВ 1285/275-42У4 –  $D_g = 10.3$  м, масса – около 820 т [15], а момент инерции гидроагрегата  $J$  составлял  $2.55 \cdot 10^7$  кг·м<sup>2</sup> [17]. Тогда энергия вращающегося гидроагрегата  $W_2$ , вычисляемая по формуле

$$E_2 = \frac{J\omega^2}{2},$$

была равна 2850 МДж (630 кг тротила), что в 300 с лишним раз больше, чем энергия магнитного поля электрогенератора.

Скорость потока воды в стационарных условиях в водоводе СШ ГЭС легко получить из закона сохранения расхода. Объемный расход воды  $Q$  в водоводе второго гидроагрегата на стационарном режиме перед инцидентом составлял 312 м<sup>3</sup>/с [14]. Диаметр водовода  $D$  равен 7.5 м [15]. Тогда скорость  $v$  потока в водоводе оказывается равна

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (3)$$

или 7.1 м/с. Кинетическая энергия воды  $E_3$ , движущейся в водоводе длиной  $L = 241$  м [15], составит 270 МДж (60 кг тротила), что не менее чем в 30 раз больше запасов магнитной энергии в электрогенераторе:

$$E_3 = \frac{\pi \rho D^2 L v^2}{8},$$

где  $\rho$  – плотность воды (10<sup>3</sup> кг/м<sup>3</sup>). Этого, в принципе, достаточно для того, чтобы забросить объект массой 1120 тонн (оценка массы центрального блока второго гидроагрегата без оторвавшейся обмотки электрогенератора), на высоту около 25 метров, что примерно вдвое выше, чем оказалось на самом деле.

Из этих оценок следует, что во вращающихся элементах гидроагрегата было запасено примерно на порядок больше кинетической энергии, чем в потоке воды, движущейся в водоводе к турбине. Однако не существует механизма, способного быстро преобразовать заметную часть кинетической энергии вращающегося твердого тела в энергию его поступательного движения, направленного вдоль его оси вращения. А механизм, с помощью которого почти мгновенно запас кинетической энергии движущейся жидкости расходуется на движение или разрушение твердого тела, известен. Он называется гидравлическим ударом. Кроме того, существуют и описанный выше иной, колебательный механизм эффективного преобразования энергии движения жидкости в работу сил, действующих на твердые тела, отличающийся от классического гидравлического удара, но тесно с ним связанный [15].

Таким образом, магнитной энергии было слишком мало, чтобы привести к наблюдавшимся в момент инцидента со вторым гидроагрегатом явлениям, а кинетической энергии вращения ротора было более чем достаточно для этого, однако она не могла быть использована для их осуществления в рассмотренных условиях. Следовательно, из трех возможных источников энергии, запасы которой имелись к моменту начала инцидента, только один из них мог породить процессы, которые привели к инциденту со вторым гидроагрегатом СШ ГЭС 17 августа 2009 года. Этим источником является энергия потока воды.

### **III. 3. Силы, действовавшие на турбинную крышку во время инцидента, и остаточная прочность ее шпилек**

Рассмотрим теперь силы, которые могли действовать на турбинную крышку второго гидроагрегата СШ ГЭС при его штатной работе, а также силы, которые были необходимы для разрыва шпилек турбинной крышке, ослабленных на тот момент вследствие усталостного разрушения.

Простой и наглядный алгоритм расчета сил давления воды на турбинную крышку представлен в работе [19]. В этой работе были приведены все необходимые данные для самостоятельного расчета по данному алгоритму рассматриваемых характеристик любым желающим. Там было показано, что с учетом максимально возможных пульсаций на переходных режимах (в области не рекомендованной работы) гидродинамическая сила, действующая на турбинную крышку при штатной работе второго гидроагрегата Саяно-Шушенской ГЭС была не более 47.5 МН. Так как вес частей агрегата, опирающихся на крышку, составлял 17.5 МН, то равнодействующая сил на турбинной крышке не могла превышать 30 МН. Продемонстрировано также, что алгоритм дает результаты, хорошо согласующиеся с данными производителя гидроагрегата.

В соответствии с данными Акта Ростехнадзора [14], «в изломах шпилек выделены две зоны: зона усталостного излома и зона долома». Если аккуратно сложить приводимые там доли площади «усталостного излома» в найденных шпильках, и поделить на число шпилек (с учетом шести не разрушенных), то получается, что доля площадей усталостного излома составит в среднем 56 %. Это означает, что на зону долома, образовавшуюся при мгновенном разрыве шпилек, остается 44 % от их площади поперечного сечения, составляющей  $0.36 \text{ м}^2$ , или  $0.16 \text{ м}^2$  [19]. По данным ЦНИИТМАШ материал шпилек был идентифицирован как сталь 35 [14], предел прочности которой в этих условиях составляет 530 МПа [20]. Если предел прочности перемножить на остаточную площадь поперечного сечения шпилек (см. [15]), равную  $0.16 \text{ м}^2$ , то получим, что сила, необходимая для разрыва ослабленных усталостными разрушениями шпилек, составит около 85 МН.

Эта сила почти в 3 раза больше, чем сила, действующая на турбинную крышку в зоне не рекомендованной работы, в которой и произошел отрыв крышки, при штатной работе гидроагрегата. Таким образом, без дополнительных факторов, которые привели к не менее чем трехкратному увеличению сил натяжения шпилек, произошедший 17 августа 2009 года инцидент с отрывом турбинной крышки второго гидроагрегата Саяно-Шушенской ГЭС в том виде, в каком он произошел, был бы невозможен.

На основе теории гидравлического удара была построена простая модель, связывающая высоту подъема центрального блока гидроагрегата за счет гидродинамических сил и их величину [15]. Из расчетов по этой модели следует, что в рассматриваемом инциденте на крышке должна возникнуть гидродинамическая сила около 112 МН, что приводит к величине равнодействующей силы на турбинной крышке около 95 МН. Это хорошо согласуется с минимальной величиной равнодействующей, необходимой для разрыва шпилек. Таким образом, два напрямую не связанных между собой подхода позволяют сделать вывод о том, что в напорной системе второго гидроагрегата в момент рассматриваемого инцидента возникли силы давления, по крайней мере, в 2.5 раза превышающие те, которые реализуются там при его штатной работе.

### **III. 4. Усталостное разрушение и долом шпилек турбинной крышки**

Как указывается в Акте Ростехнадзора, на поверхностях разрушения шпилек турбинной крышки второго гидроагрегата Саяно-Шушенской ГЭС сотрудниками ЦНИИТМАШ были идентифицированы две качественно различные зоны: зона усталостного излома и зона долома [14]. К сожалению, кроме относительных долей этих зон по всем найденным шпилькам долгое время в открытом доступе более никакой информации практически не было. Однако на научно-практической конференции «Повышение эффективности системы управления безопасностью ГЭС», проведенной 19 – 20 мая 2011 года, в одной из презентаций было представлено несколько фотографий поверхностей разрушения нескольких шпилек [21].

Здесь показана одна из них, отличающаяся самым высоким качеством, и тем, что на ней достаточно четко видны признаки того, что можно назвать усталостным разрушением, см. рис. 8.



Рис. 8

Сравним наблюдаемую картину со схемой усталостного излома из нормативного документа РД 50-672-88 – «Классификация видов изломов металлов» [22], см. рис. 9. На нем изображена схема излома шатунной шейки коленчатого вала, построенная по фотографии реального разрушения шейки, где 1 – очаг разрушения; 2 – ступеньки и рубцы; 3 – усталостные линии; 4 – зона ускоренного развития трещины; 5 – зона долома.

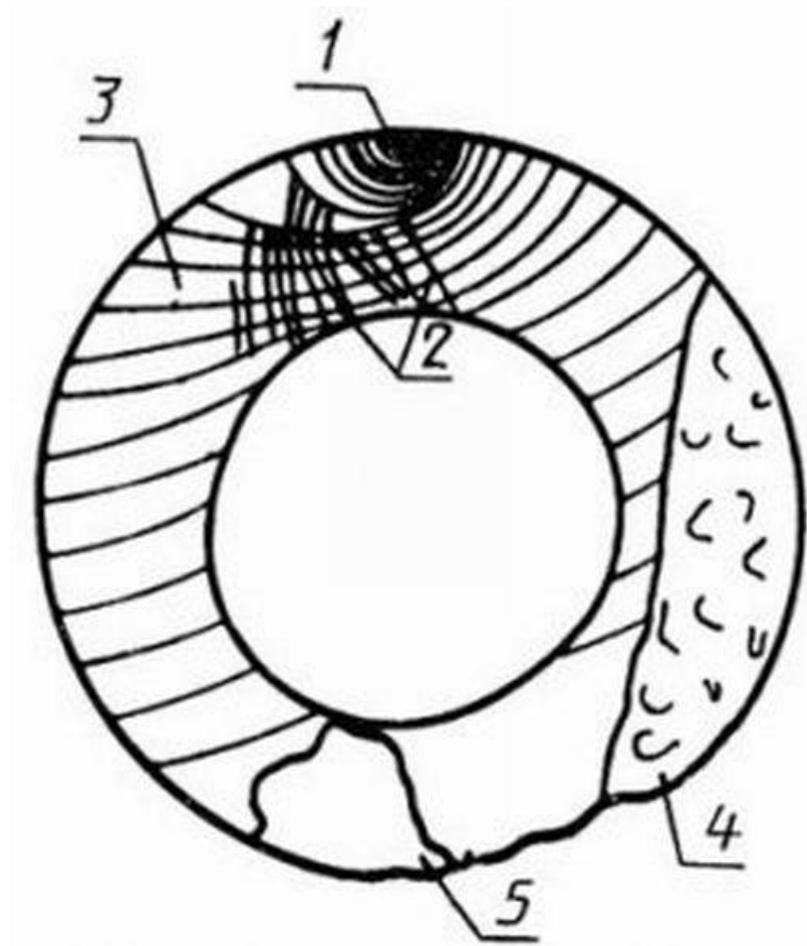


Рис. 9

Видно полное качественное согласования наблюдаемых картин – на фотографии шпильки есть все основные элементы разрушения, характерные для усталостного излома, представленные на схеме. И даже взаимное их расположение примерно такое же, что и на схеме. Однако, есть и значительные количественные различия – вместо не менее чем двух десятков усталостных линий на схеме, таких линий на фотографии шпильки видно не более 5. Отметим, что усталостные линии (или «линии отдыха») – это «линии на усталостном изломе, близкие по форме к концентрическим, образующиеся в процессе роста усталостной трещины и представляющие собой расходящиеся от очага разрушения отметки фронта трещины на определенной стадии ее развития» [22]. Это означает, что они возникают, когда циклическая нагрузка, приводящая к росту усталостной трещины, прекращает свое действие, и в течение некоторого времени трещина замирает, а потом снова начинает расти. И при разрушении шпильки таких периодов было 5 или, максимум, 6.

Вторым важным отличием картины с рис. 8 и того, что наблюдают при рассмотрении картины классического многоциклового усталостного разрушения (число циклов – порядка  $10^5 - 10^8$ ) – это цвет пленки на поверхности излома шпильки. На фотографии имеются участки с цветами от коричневатого до синеватого. Они называются цветами побежалости и для углеродистой стали возникают при температурах от 540 до 580 К [23], что, примерно, на 260 – 300 К выше, чем температура енисейской воды, а, значит и крышки со шпильками на штатном режиме работы гидроагрегата. Следовательно, во время разрушения шпилька сильно нагрелась. «Источником нагрева могла быть сама трещина, если она не раскрывалась» [24]. Но это было возможно только в том случае, если процесс циклического разрушения происходил интенсивно и в течение короткого времени. Тогда «металл разогревался от трения при (циклических) перемещениях стенок трещины относительно друг друга» [24].

Третьим обстоятельством, о котором необходимо помнить при этом анализе, является то, что ни на одной шпильке, крепящей крышки всех других гидроагрегатов Саяно-Шушенской ГЭС, кроме второго, усталостных трещин после катастрофы не было найдено.

Четвертым – то, что многолетними исследованиями было показано, что если усталостные трещины возникают в шпильках гидроагрегатов, то их вызывают высокочастотные гидродинамические нагрузки,

создаваемые вихрями Кармана, срывающимися с выходных кромок лопастей турбины и с лопаток направляющего аппарата. На агрегатах Саяно-Шушенской частоты колебаний вследствие воздействия этих вихрей составляют 280 – 355 Гц и 80 – 110 Гц соответственно, причем определяющую роль играют возмущения более высоких частот [25].

В-пятых, анализ условий роста трещин в шпильках, проведенный еще в работе [15], показал, что трещины интенсивно растут вследствие работы шпилек на изгиб и/или срез. Для этого необходимо преодолеть силу их затяга, составлявшую около 40 МН при 74 полноценных шпильках (как известно, на 6 шпильках в момент катастрофы были сорваны гайки [14]), и около 43 МН при их полном числе, равном 80. Можно было бы попытаться доказать, что в день катастрофы после почти 30 лет бессменной работы агрегата (однако, всего лишь через 5 с небольшим месяцев после его очередного ремонта) затяг шпилек был несколько ниже проектного. Но это никем не было сделано. И даже в этом случае, если принять во внимание также вес частей агрегата, расположенных на турбинной крышке, минимальная гидродинамическая сила, необходимая для преодоления силы затяга вряд ли могла быть меньше 50 МН. Как было показано в части III. 3 данной работы, ни при каком штатном режиме такие силы на крышке быть не могли.

Совместное рассмотрение описанных выше всех пяти твердо установленных обстоятельств приводит к единственно возможной картине разрушения шпилек: их разрушение вплоть до фазы долома было циклическим, но форсированным – трещины в шпильках росли под действием циклической нагрузки частотой порядка 300 Гц. И этот рост происходил только в те моменты, когда намного более медленно изменяющиеся гидродинамические силы, действующие на отрыв крышки, создавали для этого подходящие условия – преодолевали силу затяга этих шпилек. По числу линий отдыха это происходило всего 5 – 6 раз. Так как единственным возможным источником этих относительно медленных колебаний были автоколебания воды в напорной системе с частотой около 1.54 – 1.65 Гц, то весь процесс, в течение которого нагрузки существенно превышали штатные, продолжался не более 3 – 4 с.

За это время могло бы произойти порядка  $10^3$  циклов высокочастотных колебаний. Однако, так как только относительно малую часть периода в течение каждого изменения гидродинамической нагрузки она была достаточна для приподнимания турбинной крышки, то число циклов роста трещин по порядку величины должно быть близко к  $10^2$ , что на 3 – 6 порядков меньше, чем при классическом усталостном разрушении. Циклическое разрушение было очень коротким и интенсивным. Этим и объясняются цвета побежалости на поверхности излома шпильки. Опытнейший специалист по усталостной прочности и живучести авиационных конструкций В. В. Левицкий также оценил по представленным фотографиям разрушение шпилек как малоцикловое [26].

При времени разрушения шпилек 3 – 4 с полное время процесса возбуждения и развития автоколебаний в напорной системе должно составлять около 4 – 6 с, что прекрасно согласуется с другими оценками продолжительности этого процесса. Вследствие осевой асимметрии обтекания турбины и вибрационных нагрузок, а также соответствующих упругих деформаций турбинной крышки, процесс усталостного разрушения шпилек в них начинался по-разному. Трещины-зародыши, возникшие первыми, во время этого процесса все дальше обгоняли «отстающих». Ослабление одной шпильки провоцировало ускорение роста трещин на соседних шпильках. Поэтому, в итоге, и оказалось столь различным распределение площадей усталостных зон и зон долома по различным шпилькам крепления крышки второго гидроагрегата. При этом усталостное разрушение было «групповым», то есть шпильки с минимальными площадями зон долома оказались поблизости друг от друга [14].

В шпильках всех остальных гидроагрегатов Саяно-Шушенской ГЭС усталостных разрушений не было потому, что в их водоводах автоколебания не возникли, и процессы возникновения и роста трещин там не были инициированы.

### **III. 5. Доказательства того, что пульсации потока в водоводе были, и что они описываются теорией автоколебаний**

В качестве процесса, который способен привести к возникновению гидродинамических сил, способных оторвать турбинную крышку, естественно, в первую очередь, рассмотреть гидравлический удар, прямой или обратный (см., например, [15]), и эта версия возникла одной из первых. Однако вскоре Ростехнадзор – организация, официально расследовавшая катастрофу и имевшая доступ ко всем материалам, устами своего руководителя отказалась от этой версии [27]. Причин, насколько можно судить, три. Первая – отсутствие повреждений на лопастях ротора гидроагрегата, что можно увидеть на фотографиях турбины (см., например, рис. 7), а при гидравлическом ударе эти повреждения неизбежно должны были бы быть. Вторая причина – на сейсмограммах каких-либо следов гидравлического удара не зафиксировано [28]. Третья – никакие затворы, препятствующие движению потока в водоводе или в отсасывающей трубе, не закрывались. Не зафиксировано также закрытия лопаток направляющего аппарата, величина которого превышало бы 25

% от исходной величины их перекрытия на рабочем режиме, причем это закрытие происходило в штатном темпе, при котором рост давления в водоводе есть, но он невелик (не более 140 кПа). Не было также каких-либо внешних факторов, типа шуги, способных перекрыть водозабор второго гидроагрегата, что могло бы создать условия для обратного гидравлического удара, так как эти события происходили летом. А ведь перекрытие канала с потоком жидкости каким-либо препятствием является необходимым условием возникновения гидравлического удара. Таким образом, версия с гидравлическим ударом совершенно не соответствует реалиям развития инцидента со вторым гидроагрегатом.

В то же время, колебания потока воды уже в разрушенной напорной системе демонстрировались на нескольких видео с места событий, а пульсации давления потока, близкие к предельно допустимым, были зафиксированы при испытаниях десятого гидроагрегата в июне 1988 года на повышенной мощности [7]. Картина перехода от высокочастотного спектра колебаний к низкочастотному спектру, характерному для развивающихся автоколебаний, с одновременным ростом их амплитуд в несколько раз, зарегистрирована во время инцидента на сейсмограмме станции «Черемушки» [28]. Более того, собственные частоты колебательной системы, полученные из решений уравнений теории гидроакустического возбуждения автоколебаний, наблюдаются на сейсмических частотных спектрах [29] в виде высоких пиков, см. далее.

Еще одним аспектом, который необходимо рассмотреть в этом разделе работы, является то, что датчики давления, установленные за лабиринтным уплотнением в полости между ротором турбины второго гидроагрегата и его турбинной крышкой, а также в отсасывающей трубе, в момент инцидента не зафиксировали значительного повышения давления (см., например, [30]). Однако, эти датчики не зафиксировали даже того, что точно должно было быть при любом сценарии – повышения давления примерно на 140 кПа, которое обязательно происходит при штатном закрытии направляющего аппарата. Только с запаздыванием на 2 – 2.5 с по сравнению началом его закрытия все-таки там был зарегистрирован рост давления примерно на 50 кПа [31].

Все это легко объясняется, если учесть, что шаг по времени при регистрации параметров доходил до 2.2 – 2.5 с, а характерные времена рассматриваемого колебательного процесса были в несколько раз меньше. Кроме того, измерения давления с помощью манометров, которые обладают значительной инерционностью, могут потребовать и гораздо большего времени. Поэтому система фиксации параметров, на данные которой ссылаются противники теории автоколебаний, могла применяться только для измерений давления при медленных процессах, длящихся хотя бы десятки секунд, а не тех, которые происходили в напорной системе второго гидроагрегата в момент инцидента. Для доказательства этого утверждения достаточно указать на то, что величина давления перед направляющим аппаратом, близкая к номинальной, фиксировалась вплоть до 8:13:29.1 (по времени системы управления ООО «Ракурс-Инжиниринг»), тогда как «после 8:13:27.9» (то есть за 1.2 с до этого) «агрегата как инженерного устройства уже не существовало» (см. [31]). Не существовало тогда же, по крайней мере, в его исходном виде, и направляющего аппарата. В связи с этим ясно, что датчик не мог проводить реальные быстрые измерения давления как после разрушения второго гидроагрегата, так и непосредственно перед ним.

Более того, из логов системы управления АСУ ТП следует, что ток возбуждения превышал 3960 А [32], а на трендах ничего этого нет: выше 2800 А его величина якобы не поднималась [15]. Это свидетельствует о том, что аппаратура, записывающая тренды, была не способна зарегистрировать быстрые изменения даже электрических параметров, на которые не накладываются дополнительные инерционные ограничения, имеющие место быть в системах фиксации давления. Очевидно, что регистрация динамики изменения давления существовавшей системой в таких условиях была тем более невозможной.

Таким образом, данные, полученные как во время рассматриваемого инцидента, так и за 21 год до него во время испытаний гидроагрегатов Саяно-Шушенской ГЭС на повышенной мощности, указывают на возникновение в напорной системе в эти моменты времени очень сильных пульсаций потока. При этом наблюдаемые и расчетные параметры этих процессов по теории гидроакустического возбуждения автоколебаний напорных систем хорошо согласуются между собой. Более того, эта теория предсказывает проблемы с устойчивостью на 11 режимах у различных гидроагрегатов 6 гидро- и гидроаккумулирующих станциях из двух десятков рассмотренных, что полностью совпадает с эмпирическими данными. Это свидетельствует о том, что пульсации потока в сходных условиях развиваются в напорных системах всегда.

#### **IV. Гидроакустический бустинг – способ возбуждения катастрофических автоколебаний в напорной системе Саяно-Шушенской ГЭС**

На основе сравнения результатов расчетов с данными по наличию и отсутствию инцидентов был получен так называемый «индекс гидроакустической устойчивости»  $\sigma$  и 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. При  $\sigma < 1.2$  хотя бы на одной из возможных комбинаций частот, надо внимательно разбираться с устойчивостью, а при  $\sigma < 0.6$  нужно ожидать инцидентов катастрофического характера [4, 33].

Именно такой уровень индекса гидроакустической устойчивости оказался у второго гидроагрегата СШ ГЭС на рабочем режиме, что означает возбуждение автоколебаний напорной системы в зоне А' (в области запрещенной работы). Однако, надо сказать, что этот случай стал самым трудным из всех рассмотренных случаев с инцидентами и ограничениями рабочих режимов. Если бы не были рассмотрены эти более простые случаи, видимо, так и не удалось бы осознать в полной мере, что произошло 17 августа 2009 года на Саяно-Шушенской ГЭС.

Для понимания непосредственного механизма возбуждения автоколебаний на СШ ГЭС чрезвычайно важными оказались зарегистрированные непосредственно перед самым началом и в ходе инцидента сейсмические спектры (распределение амплитуд сейсмических колебаний по частотам). Они были получены на расположенной чуть более чем в 4 км от ГЭС сейсмостанции «Черемушки» [28]. На рис. 10 показаны спектры сейсмодатчика, ориентированного вертикально, как наиболее показательные (на оставшихся двух каналах спектры были практически аналогичными) [29]. Пока режим работы станции был постоянен, с 8:08:05 вплоть до 8:13:00 на спектрах видны четко локализованные «частоты» частот (см. верхнюю часть рис. 10). Далее в период времени с 8:13:05 до 8:13:26 интенсивность колебаний на спектрах начинает многократно расти, а вместо вертикальных линеек возникают все более размытые треугольники (см. его среднюю часть). И, в конце концов (в период времени от 8:13:26 до 8:13:30), получается практически непрерывное распределение амплитуд колебаний по частотам с некоторыми пиками (см. его нижнюю часть рис. 10). Такая изменчивость частот характерна для периода интенсивного роста автоколебаний, пока они еще не установились [29].



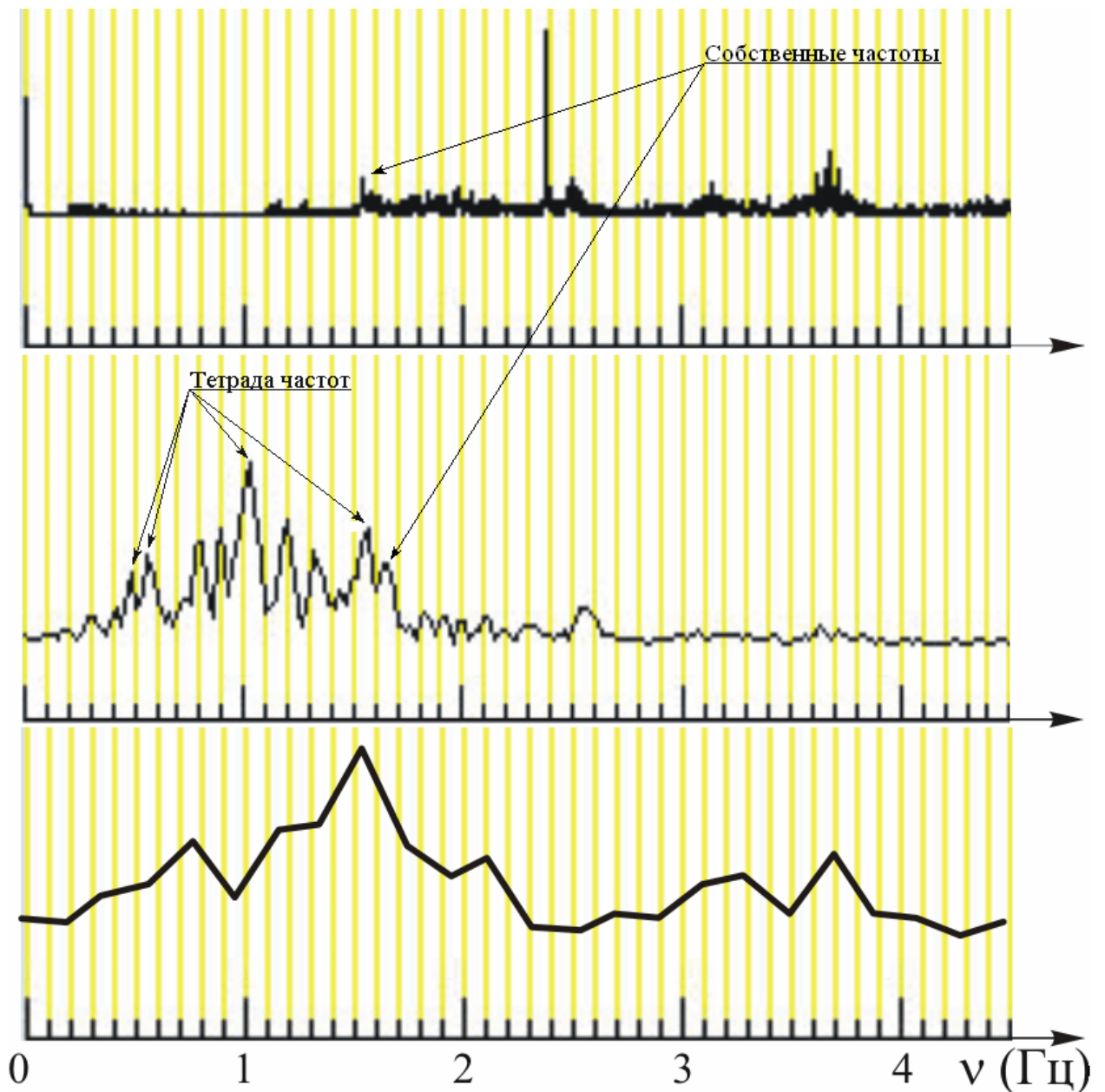


Рис. 10

Расчетная частота собственных колебаний напорного водовода второго гидроагрегата СШ ГЭС в окрестности рабочей точки  $\nu_e = 1.54$  Гц. Частота прецессии затурбинного вихря там же –  $\nu_v = 1.4 - 1.45$  Гц, и индекс гидроакустической устойчивости оказывается настолько мал, что необходимо опасаться за судьбу агрегата и станции в целом [4]. Однако – это зона запрещенной работы, и ход агрегату туда закрыт. А в момент начала всего процесса гидроагрегат находился вблизи точки, обведенной кружком на рис. 2, в зоне В (в области не рекомендованной работы), и здесь частота вихря  $\nu_v$  изменяется на разных агрегатах СШ ГЭС от 0.4 Гц до 0.5 Гц [7]. Из спектра сейсмических колебаний следует, что на втором агрегате  $\nu_v = 0.49$  Гц. И эта частота, даже утроенная, не может возбудить автоколебания при расчетной собственной частоте в этой точке  $\nu_e \approx 1.65$  Гц, так как соответствующий индекс гидроакустической устойчивости  $\sigma$  не опускается ниже 3 [19]. По всем расчетам получалось, что затурбинный вихрь сам по себе не мог запустить в зоне А наблюдавшийся в реальности катастрофический процесс на втором гидроагрегате.

Однако на спектрах находится и частота  $\nu \approx 1.54$  Гц, которая прекрасно подходит в качестве частоты источника возмущений для возбуждения автоколебаний в зоне А. Это – одна из тетрады (четверки) взаимосвязанных частот, получающихся при суммировании и вычитании частоты прецессии затурбинного вихря 0.49 Гц, и еще одной частоты – 1.05 Гц. Такие суммы и разности спектральных частот получаются при так называемом «амплитудном модулировании», когда на сигнал более высокой частоты  $\omega$  (несущий) накладывается низкочастотный (модулирующий) сигнал с частотой  $\Omega$  (см., например, [12]). Если для простоты анализа будем полагать начальные фазы сигналов нулевыми, а сами сигналы гармоническими,

тогда спектр интенсивности  $I$  гармонических колебаний состоит из сигналов на трех частотах:  $\omega - \Omega$ ,  $\omega$ ,  $\omega + \Omega$ :

$$I \sim \cos \omega t + \frac{\Psi}{2} \cos [(\omega - \Omega) t] + \frac{\Psi}{2} \cos [(\omega + \Omega) t], \quad (4)$$

где  $\Psi$  – отношение интенсивности модулирующего сигнала к модулируемому,  $\Psi < 1$ . Так, например, работают радиостанции, модулирующие высокочастотный электромагнитный сигнал сигналом с частотами человеческого голоса. И сейсмические спектры однозначно демонстрируют то, что именно амплитудная модуляция возмущения с частотой 1.05 Гц затурбинным вихрем с частотой прецессии 0.49 Гц и привела к образованию возмущающего воздействия с частотой 1.54 Гц, возбуждившего автоколебания в водоводе второго гидроагрегата в зоне А на собственной частоте  $\nu_e \approx 1.65$  Гц [29].

Остается только найти источник возмущения с частотой 1.05 Гц. Так как следов отказов или поломок каких-либо датчиков, блоков или подсистем второго гидроагрегата в момент начала пульсаций давления в напорной системе не зафиксировано, остается предположить, что этот колебательный процесс начался на агрегате, исправность которого не была существенно ниже, чем в ближайшие дни и часы, предшествующие инциденту. Как следует из более подробного рассмотрения всех сейсмических спектров, этот источник не только модулируется колебаниями потока, вызванными прецессией затурбинного вихря, но и не сильно, однако все же зависит от характеристик потока. Наиболее естественно идентифицировать эти колебания как колебания лопаток направляющего аппарата [29].

Лопатки являются инерционными элементами колебательной системы, роль упругого элемента в которой играет гидросистема их привода. Ранее уже приводились свидетельские показания, сделанные разными людьми, из которых следует, что после оснащения второго гидроагрегата в феврале – марте 2009 года новой системой управления вместе с новым единым приводным механизмом, жесткость этой колебательной системы стала недопустимо низкой (об этом публично заявлял, например, О. И. Башнин, главный специалист ООО «Ракурс-Инжиниринг» – компании-разработчика этой системы управления) (см. [15, 29]). Второй гидроагрегат, один из трех (к ним относились еще пятый и шестой агрегаты), имел эту обновленную систему управления, причем шестой агрегат еще не был запущен. Кроме того, этот агрегат, как считает большинство специалистов, и ранее характеризовался повышенным уровнем вибраций. С течением времени люфты элементов второго гидроагрегата и его направляющего аппарата постепенно росли, и, наконец, при очередном проходе зоны не рекомендованной работы интенсивность возникших там возмущений оказалась достаточной для возбуждения автоколебаний в напорной системе [29], тем более, что эти возмущения, как следует из рассмотрения трендов работы гидроагрегатов в различные моменты времени, изменяются достаточно случайным образом (см. рис. 11, 12).

На рис. 11 представлены записи изменения активной мощности второго гидроагрегата (красная линия) и вибраций турбинного подшипника в радиальном и вертикальном направлениях в течение 14 минут 15 секунд 1 августа 2009 года [34]. Видно очень резкое увеличение вибраций (синяя и зеленая линии) при снижении мощности агрегата с 600 МВт до 80 МВт, что, в принципе, вполне объясняется возмущениями потока от прецессии затурбинного вихря, возникшего на этом режиме. В то же время, через 30 – 40 с подобного всплеска возмущений не заметно при повторном возвращении гидроагрегата на рабочий режим, хотя затурбинный вихрь снова должен образоваться при таком росте мощности агрегата (см. рис. 11).

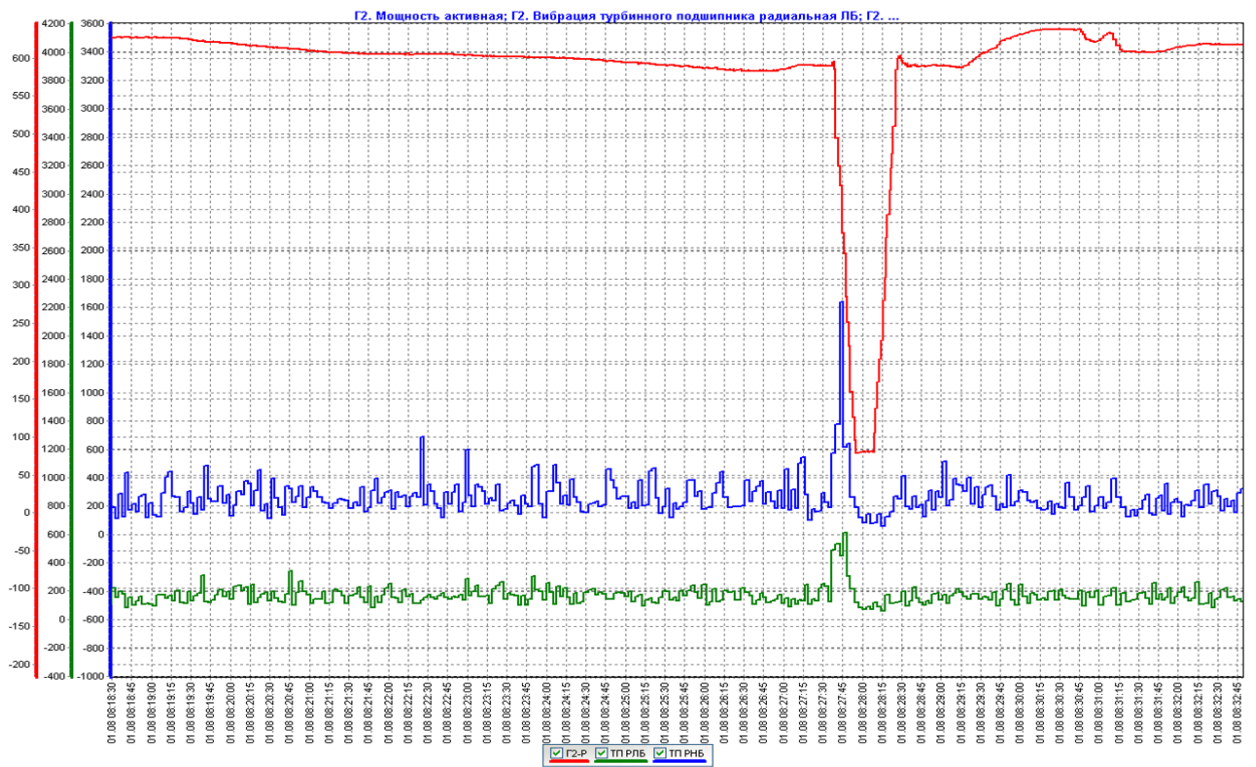


Рис. 11

Тем не менее, на тренде второго гидроагрегата [34], где зафиксированы аналогичные показатели за последние 4 часа 13 минут его работы 17 августа 2009 года вплоть до катастрофы (см. рис. 12), видны очень сильные всплески вибрации и на режимах увеличения мощности.

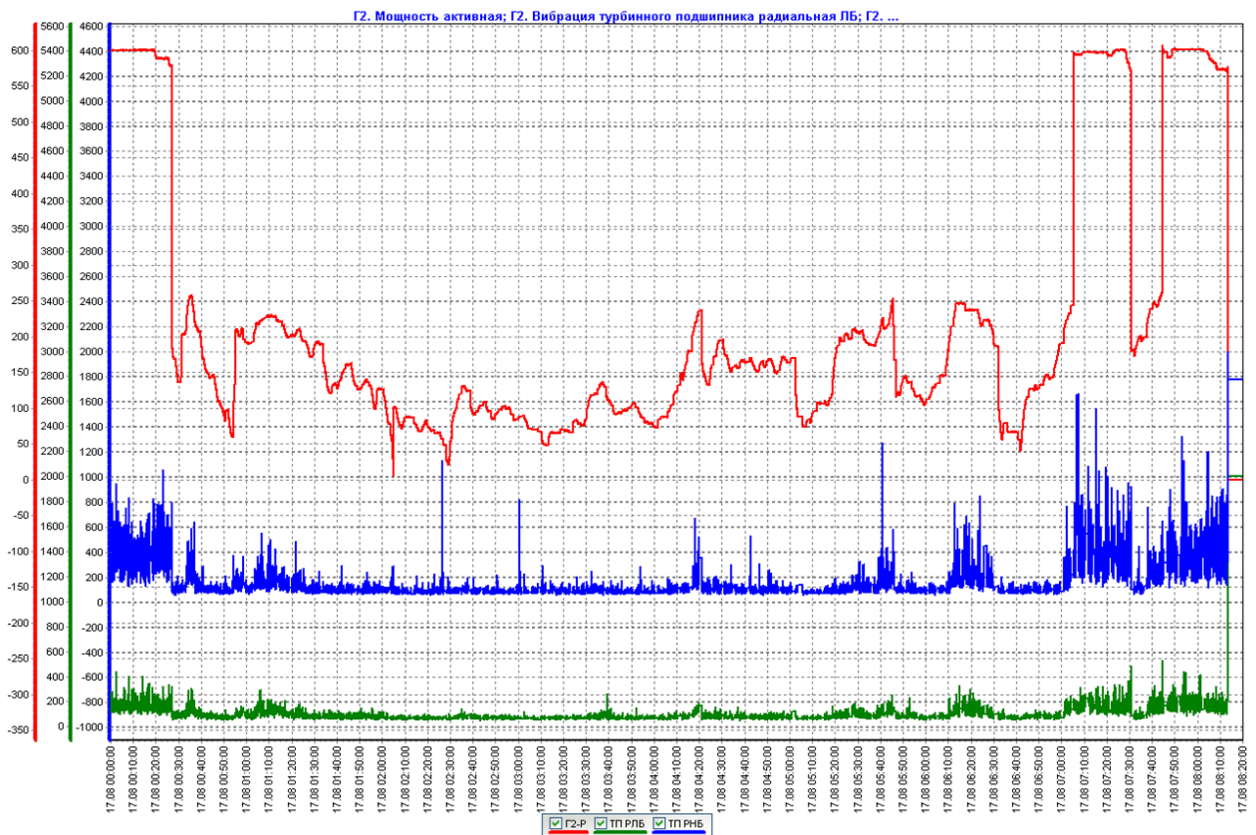


Рис. 12

Таким образом, хотя сама величина этих аномальных выбросов показателей вибрации на рис. 11, 12, по-видимому, является результатом сбоя датчиков [35], тем не менее, эти данные свидетельствуют о том, что процесс вихреобразования на переходных режимах гидроагрегата является стохастическим, и, поэтому, момент возбуждения автоколебаний в неустойчивой напорной системе также оказывается случайным. Однако, 17 августа 2009 года могло иметь значение и то, что за 16 – 18 с до начала инцидента до станции докатились отзвуки удаленного землетрясения магнитудой 6.5, произошедшего на юго-западе от японских островов Рюкю [28]. Это могло привести к увеличению возмущений в напорной системе в самый неподходящий момент, именно тогда, когда она оказалась в зоне А, где было возможно возбуждение автоколебаний. И так, хотя момент запуска процесса возбуждения автоколебаний оказывается и случайным, но сам этот процесс, как показали исследования по другим ГЭС и ГАЭС, является вполне детерминированным. При наличии достаточной гидроакустической неустойчивости напорной системы рано или поздно он происходит.

Амплитудная модуляция лопаточных колебаний вихревыми осуществлялась через изменение воздействия потока воды на лопатки вследствие колебаний давления и расхода потока, вызванных прецессией затурбинного вихря. Очевидно, что в отличие от идеализированного классического случая, описываемого формулой (4), здесь существует и обратное влияние колебаний лопаток направляющего аппарата на прецессию затурбинного вихря. Таким образом, можно говорить и о «модулировании» низкой частоты высокой. Из того, что амплитуды сигналов на частоте  $\omega - \Omega$  ( $\nu = 0.56$  Гц) близки к половине амплитуды сигнала на несущей частоте  $\omega$  ( $\nu = 1.05$  Гц), а при  $\omega + \Omega$  ( $\nu = 1.54$  Гц) в вертикальном канале даже превышают половину амплитуды, можно сделать вывод, что средние возмущения потока от колебаний лопаток и прецессии затурбинного вихря были близки по интенсивности (см. формулу (4)). А так как из решения уравнений для автоколебаний следует, что интенсивность возмущений, возникших перед турбиной, значительно уменьшается в отсасывающей трубе [4], то можно полагать, что пульсации потока вследствие прецессии вихря значительно превысили там пульсации потока от колебаний лопаток направляющего аппарата. Тогда «модулирующий» сигнал оказался там больше «модулируемого», и это соответствует так называемому режиму «перемодуляции» ( $\psi > 1$ ). Видимо, поэтому на сейсмических спектрах в отличие от классического случая, описываемого формулой (4) вполне заметен и сам модулирующий сигнал с частотой  $\nu_v = \Omega/(2\pi) = 0.49$  Гц, также входящий в рассмотренную выше тетраду частот  $\Omega$ ,  $\omega - \Omega$ ,  $\omega$  и  $\omega + \Omega$  [29].

После возбуждения автоколебаний в напорной системе стали изменяться не только давления, но и расходы воды в водоводе [4], и амплитуда этих пульсаций непрерывно возрастала. Когда на очередном максимуме расхода агрегат попал в зону А' (см. красную стрелку на рис. 2), произошло хорошо известное в нелинейных колебаниях «перекрытие резонансов» [6] – автоколебания стали развиваться по законам, уже соответствующим этой зоне А' (области запрещенной работы), что и привело в итоге к такой масштабной катастрофе. Зрительный образ перекрытия резонансов может быть следующим: шарик по какой-то причине совершает колебания в ямке, все сильнее и сильнее. Рядом с этой ямкой находится другая, более глубокая, а перевал между ними ниже, чем окружающая местность. Тогда через некоторое время шарик из первой ямки перекатится во вторую и начнет совершать свои колебания уже там. Если же вместо второй ямки мы имеем глубокую пропасть (см. самую правую часть рис. 2), то этот образ и будет примерно соответствовать тому, что случилось на Саяно-Шушенской ГЭС 17 августа 2009 года. Для такого случая процесс перекрытия резонансов было названо «гидроакустическим бустингом» [29] по аналогии с «возбуждением» термоядерного заряда ядерным запалом.

Итак, гидроакустический бустинг – это способ возбуждения катастрофических автоколебаний в напорной системе второго гидроагрегата, и причина Саянской катастрофы. Запуск бустинга произошел из-за возбуждения автоколебаний в области не рекомендованной работы второго агрегата вследствие возмущений потока при амплитудном модулировании его пульсаций (по-видимому, вызванных колебаниями лопаток направляющего аппарата гидроагрегата) прецессией затурбинного вихря.

Спустя примерно полтора года после того как эти идеи были сформулированы впервые, они получили новое подтверждение – шестой гидроагрегат Саяно-Шушенской ГЭС, являвшийся двойником второго агрегата по исполнению системы привода лопаток направляющего аппарата, осенью 2011 года был остановлен и выведен в капитальный ремонт или по другой формулировке – «в реконструкцию» [36]. Следует напомнить, что после катастрофы он был первым отремонтирован и введен в строй в феврале 2010 года, а в июле 2014 года он, по первоначальному плану, должен был бы быть заменен на новый [37]. Тем не менее, через полтора года после начала повторной эксплуатации шестого гидроагрегата и минимум за полтора года до ее окончания срочно потребовалась его «реконструкция», то есть банальная замена на вновь произведенный агрегат.

При этом пресс-служба ОАО «РусГидро» с начала октября 2011 года почти 3 месяца упорно извещала читателей ее релизов о том, что шестой гидроагрегат «в рамках подготовки к осенне-зимнему периоду

эксплуатации выведен в плановый профилактический ремонт» [38]. Было довольно забавно читать эти сообщения параллельно с протоколами Межведомственной рабочей группы по регулированию режимов работы водохранилищ Ангаро-Енисейского каскада, в которых вначале говорилось о неплановом ремонте, затем ремонте по неотложной заявке, и, наконец, в конце ноября, капитальном ремонте шестого гидроагрегата СШ ГЭС [39].

Шестой гидроагрегат были вынуждены остановить из-за протечек воды через трещины в опорном фланце крепления турбинной крышки. На этот раз не выдержали не шпильки, а элемент конструкции агрегата, к которым они крепились. Известно, что 15 марта 2010 проводились испытания с увеличением времени пребывания шестого гидроагрегата в зоне не рекомендованной работы. При этом были зафиксированы колебания электрической мощности, которые доходили до 60 МВт [40]. Все было очень похоже на то, что наблюдалось на испытаниях летом 1988 года, когда, по существу, был выведен из строя десятый агрегат, но, также как и 17 августа 2009 года, без запланированного выхода в зону запрещенной работы. По всем признакам, 15 марта 2010 года в напорной системе шестого гидроагрегата снова начали запускаться автоколебания, но так как агрегат находился недалеко от рабочей точки, процесс запуска был вялым, и экспериментаторы успели его оставить, уйдя из опасной зоны. Но в опорном фланце при этом возникли трещины, постепенный усталостный рост которых и привел к заметным протечкам и остановке агрегата полтора года спустя.

## V. Автоколебания напорных систем – иные инциденты

Возбуждение автоколебаний в напорной системе второго гидроагрегата Саяно-Шушенской ГЭС 17 августа 2009 года – самый известный инцидент подобного рода, однако он был далеко не первым. Применение теории гидроакустического возбуждения автоколебаний и целенаправленный сбор информации о различных странных и малопонятных инцидентах с отрывами турбинных крышек гидроагрегатов, а также с возникновением очень сильных вибраций, не позволяющих обеспечить нормальную работу этих агрегатов, дали возможность найти еще 5 гидро- и гидроаккумулирующих станций, в водоводах которых, либо возбуждались автоколебания, либо происходило балансирование на самой границе этого грозного явления. Следует еще раз подчеркнуть, что только совместное рассмотрение всех этих инцидентов и позволило разобраться в происходящем.

Первым среди них было событие, произошедшее вечером 9 июля 1983 года на Нурекской ГЭС, на реке Вахш в Таджикистане. Нурекская гидроэлектростанция, также как и Саяно-Шушенская ГЭС, является высоконапорной станцией с радиально-осевыми турбинами. Высота плотины флагмана таджикской гидроэнергетики на 55 м больше, чем у СШ ГЭС (300 м против 245 м), соответственно больше и рабочие напоры (номинальные – 223 м и 194 м соответственно). Однако в момент инцидента из-за маловодности реки тем летом, напор, при котором произошла авария на первом гидроагрегате Нурекской ГЭС, был всего 203 м, что на 9 м меньше, чем на СШ ГЭС в момент катастрофы, и более того, он был на 4 м меньше, чем минимально допустимый проектный напор, составляющий 207 м. Авария произошла при запуске первого гидроагрегата в той же области не рекомендованной работы или в зоне А (см. рис. 2). В отличие от того, что случилось на Саянах 26 лет спустя, оборвалось только 50 крепежных шпилек из 72, турбинная крышка первого агрегата оторвалась не полностью и зависла в полуоторванном положении. Через 6 минут агрегат был отключен (был закрыт шаровой затвор, расположенный перед турбиной), еще через 4 минуты агрегат был остановлен, а через 38 минут для предотвращения затопления машинного зала были опущены и затворы нижнего бьефа [4].

В результате расчетов собственных частот напорной системы первого агрегата Нурекской ГЭС и пересчета вихревых частот с помощью теории подобия, была обнаружена такая степень их близости, что при повышенном уровне пульсаций на режиме работы агрегата, выходящем за проектные границы, индекс гидроакустической устойчивости  $\sigma$  оказался ниже критического [4, 33]. Это явно продемонстрировало возможность запуска автоколебаний в зоне А (в области не рекомендованной работы) при таких внепроектных уровнях напора. В то же время даже на второй моде в зоне А' (не говоря уже о других), индекс  $\sigma$  оказался достаточно велик, и ничего подобного процессу бустинга, описанному в предыдущем разделе статьи, там не могло произойти. Поэтому, после попадания агрегата в зону В (рис. 2), а также вследствие изменения гидравлических характеристик водовода после частичного отрыва турбинной крышки, процесс автоколебаний затух сам собой, а своевременные действия персонала станции по закрытию всех имеющихся там затворов еще более ограничили ущерб от этого инцидента.

Расчетный максимальный напор на Нурекской ГЭС составляет 275 м, однако, из заявления ее главного инженера, сделанного в 2007 году, следует, что работа Нурекской ГЭС возможна только при напорах, не превышающих 260 м. «Если вода поднимается выше положенной нормы, она сбрасывается» [33]. Напорная система восьмого агрегата станции с самым коротким водоводом на этом режиме оказывается наименее устойчивой, при этом расчетное значение индекса  $\sigma \approx 1.1$  [33]. Из этого следует, что при  $\sigma \sim 1$

гидроакустическая устойчивость напорной системы начинает теряться. Так как длины водоводов этой станции несколько различаются, то это происходит в первую очередь именно на этом, восьмом агрегате, и в более слабой степени на остальных. Постоянное возникновение трещин в шпильках турбинных крышек Нурекской ГЭС требует их периодической замены при текущих ремонтах гидроагрегатов станции. При этом двумя агрегатами, на которых за время эксплуатации было забраковано наибольшее количество шпилек с трещинами, оказались шестой и восьмой агрегаты станции [41]. Там шпилек с трещинами было, как минимум, в 2 – 3 раза больше, чем на любом другом агрегате (не считая попавшего в аварию второго). И именно на восьмом гидроагрегате с минимальной длиной напорного водовода имеется наиболее близкое совпадение собственных частот на второй моде с частотой прецессии затурбинного вихря, возникающего при уходе от рабочей точки гидроагрегата. А у шестого агрегата имеется наибольшая близость собственных частот на первой моде с вихревой частотой в области не рекомендованной работы в зоне А.

Другой случай, но уже с полным отрывом турбинной крышки и вылетом гидроагрегата из турбинного колодца снова произошел в Таджикистане в феврале 2007 года на сравнительно небольшой деривационной гидроэлектростанции Памир-1. Зима 2006 – 2007 годов была самой холодной на Памире за последние 15 лет. В январе 2007 года на поверхности водохранилища ГЭС Памир-1, строительство которой завершилось в 2005 году, образовался слой льда, что сократило расход воды, поступающей в деривационный туннель. Из-за этого мог работать только один гидроагрегат из четырех. Было решено подорвать лед, что и сделали 21 января 2007 года. Поток воды к гидроагрегатам был восстановлен, и в течение 15 дней 3 из них работали без каких-либо проблем (третий по номеру гидроагрегат был в ремонте). Однако 5 февраля 2007 года в результате резкого повышения давления воды в водоводе были сорваны крепежные болты турбинной крышки второго гидроагрегата, и она вместе с его центральной частью была выброшена в машинный зал. Поток воды из открытого турбинного колодца зал был полностью затоплен, как и 2,5 года спустя на Саяно-Шушенской ГЭС. На станции в момент аварии было двое дежурных, которые успели эвакуироваться. Срочно была созвана аварийная комиссия, приступившая к работе на месте аварии уже на следующий день и завершившая свою работу подписанием акта уже через 9 дней после инцидента [42].

По заключению аварийной комиссии инцидент произошел из-за обратного гидравлического удара вследствие запираания водозабора намерзшей шугой. Из всех возможных для комиссии вариантов объяснений это был наилучшим из возможных. Однако подробное интервьюирование одного из членов этой комиссии – С. Абдуллоева 3 года спустя позволило выдвинуть иную версию развития событий, в которой, в отличие от официальной, не возникает никаких неразрешимых противоречий при количественных оценках произошедшего. Из расчетов собственных частот напорной системы и оценок вихревых частот следует близость сценариев развития событий на ГЭС Памир-1 и СШ ГЭС [42]. В обоих случаях процесс начался в зоне А, но на Памире, как можно заключить из рассмотрения всего хода предшествующих событий, агрегат попал туда не при остановке, а вследствие сокращения расхода воды из-за тяжелых условий зимы вообще, а также из-за медленно прогрессирующего намерзания шуги на решетке водозабора в частности.

Из сравнения собственной частоты и частоты вихревого возмущения следует, что для возбуждения автоколебаний на Памир-1 более ничего и не потребовалось. Как и 2,5 года спустя на СШ ГЭС, здесь произошел бустинг – первый автоколебательный процесс в зоне А запустил второй, более мощный, уже в зоне А'. При этом утроенная частота возбуждения (собственная частота автоколебаний в зоне А) почти совпала с собственной частотой автоколебаний на третьей моде в зоне А', что вызвало развитие катастрофических пульсаций в напорной системе и привело к воспроизведению в меньших масштабах того, что потом удивляло экспертов и официальных лиц после Саянской катастрофы. Если бы происшествие на Памире не замалчивалось, и с самого начала о нем имела бы достаточно полная и адекватная информация, то, по крайней мере, удивления среди специалистов сразу же после Саянской катастрофы 17 августа 2009 года должно было бы быть значительно меньше.

Надо еще заметить, что из соображений размерности, а также из анализа реальных характеристик гидроагрегатов следует, что уровень напора, при котором возможна гидроакустическая неустойчивость, уменьшается с падением мощности единичного гидроагрегата. Поэтому, то, что на Нурекской и Саяно-Шушенской ГЭС при мощности агрегатов 300 – 600 МВт происходило при напорах несколько больше 200 м, на ГЭС Памир-1 при мощности агрегатов 7 МВт произошло при напоре 85 м.

Еще 2 случая, которые были интерпретированы как приближение состояния напорной системы к границе возбуждения автоколебаний, были обнаружены на гидроаккумулирующих станциях (ГАЭС) Далечиче (Чехия) и Жарновец (Польша) [43]. На ГАЭС в течение суток рабочие напоры изменяются от минимального до максимального, а в их напорных системах автоколебания могут возбуждаться и на турбинном и на насосном режимах. На турбинном режиме потенциальные зоны возбуждения те же, что и на обычных ГЭС (А и А', см. рис. 2), а на насосном режиме таковой является зона, обозначенная там символом В.

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 за уровнем вибраций позволил восточноевропейским гидроэнергетикам избежать аварий. По расчетам собственные и вихревые частоты напорных систем обеих станций на насосном режиме оказались довольно близки между собой. Более того, из теории гидроакустического возбуждения автоколебаний следует, что индекс гидроакустической устойчивости  $\sigma$  уменьшается с ростом напора. И его значения при тех напорах, на которых вибрации гидроагрегатов заставляли останавливать их работу, составляли около 1.1 [43].

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 и вихревая частоты отдалились друг от друга. Поэтому и значения индекса гидроакустической устойчивости  $\sigma$  станции с новым агрегатом резко выросли до 2.5, и какие-либо проблемы с сильными вибрациями агрегата перестали существовать. На новых агрегатах ГАЭС Жарновец был увеличен коэффициент полезного действия, а частота 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 [43].

Здесь имеются прямые аналогии с тем, что стало одним из ключевых доказательств правильности теории другого типа автоколебаний – флаттера. Непосредственный участник тех событий Я. М. Пархомовский писал: «Методы, позволяющие прогнозировать возникновение флаттера, сегодня кажутся естественными и даже элементарными ... 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. Сопrotивление, 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 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» [44].

Представляется, что ситуация с ГАЭС Далечице и Жарновец аналогична только что описанной. Чешская станция Далечице расположена на излучине реки Йиглавы, и длины водоводов ее четырех гидроагрегатов различны, поэтому различны и собственные частоты колебаний воды в ее напорных системах. Недопустимые вибрации наблюдались только на одном из агрегатов. Но после изменения частоты вращения его ротора все проблемы прекратились. На польской станции Жарновец все водоводы одинаковы, и проблемы были на всех гидроагрегатах. Частота вращения их новых вариантов совпадала с частотой старых машин. Собственные частоты колебаний напорных систем немного уменьшились из-за роста коэффициента полезного действия новых агрегатов (как бы «установили 20 % расчетной нагрузки»). И результат хоть и был, но оказался не очень значительным. Таким образом, напрашивается подобие историй с флаттером и гидроакустическим возбуждением напорных систем, что неудивительно, так как и то и другое – это различные формы автоколебаний.

В последнее время автору стала доступна полноценная информация об инциденте на канадской средненапорной гидроэлектростанции Гранд Рэпидс, оснащенной поворотными лопастными турбинами. Там вечером 10 марта 1992 года при напоре 38 м произошел отрыв турбинной крышки первого гидроагрегата, и машинный зал был заполнен водой до уровня нижнего бьефа [45]. Применение теории гидроакустического возбуждения автоколебаний для оценки гидроакустических характеристик напорного контура этой станции по методу, разработанному для высоконапорных станций с радиально-осевыми турбинами, дало вполне адекватные результаты – индекс устойчивости оказался ниже критического уровня, что предполагает

возможность возбуждения автоколебаний. В отличие от радиально-осевых агрегатов источником возмущений здесь оказались пульсации потока с лопастной частотой [46].

Таким образом, этот инцидент показывает, что сферу действия теории гидроакустического возбуждения автоколебаний напорных систем вполне можно распространить и на другие типы гидроэлектростанций, отличные от высоконапорных станций с радиально-осевыми турбинами. Только для каждого типа станций нужно искать наиболее мощные источники периодических возмущений, характерные именно для них.

Следует также отметить, что во всех четырех известных случаях возбуждения автоколебаний катастрофического характера, инциденты происходили только после того, как на потенциальную неустойчивость напорных систем, характеризуемую гидроакустическим индексом устойчивости, накладывались дополнительные факторы, воздействие которых и становилось «спусковым крючком» катастрофических процессов. На Нурекской ГЭС таким фактором оказалось включение первого гидроагрегата при напоре ниже, чем минимальный проектный. На ГЭС Памир-1 спусковым крючком бустинга стала достаточно длительная работа второго агрегата, видимо самого неустойчивого из трех действовавших на момент инцидента, в той зоне повышенных вибраций, которая не зря называется областью не рекомендованной работы. Самый же нетривиальный случай произошел на Саяно-Шушенской ГЭС, когда, как следует из проведенного рассмотрения, вихревые возмущения наложились на колебания лопаток направляющего аппарата новой и исключительно неудачной системы управления этими лопатками, что и привело в итоге к запуску катастрофического процесса бустинга. На станции Гранд Рэпидс аварийный агрегат, по крайней мере, при пусконаладочных работах отличался повышенным уровнем вибраций. Кроме того, считается, что шпильки его турбинной крышки не соответствовали установленным нормам [45], хотя запас прочности у них должен был быть почти двадцатикратным, и, поэтому, малые отклонения их прочностных характеристик при отсутствии очень мощного внешнего фактора не могли бы иметь никакого значения. В то же время, аварий на ГАЭС Далечице и Жарновец не произошло, несмотря на то, что потенциально такая возможность существовала для них около двух десятков лет. Отсюда можно полагать, что постоянный контроль вибрации агрегатов и четкое следование правильным инструкциям по их эксплуатации, по крайней мере, в некоторых случаях может предотвратить наихудший сценарий развития событий.

### Выводы

1. Оценки показывают, что разрушения второго гидроагрегата и его турбинного колодца, произошедшие при инциденте 17 августа 2009 года на Саяно-Шушенской ГЭС, могут быть объяснены только тем, что на это была затрачена энергия потока воды в водоводе.
2. Из расчета гидродинамических сил, действовавших на турбинную крышку второго гидроагрегата, и остаточной прочности шпилек турбинной крышки следует, что при штатной работе второго гидроагрегата Саяно-Шушенской ГЭС турбинная крышка оторваться не могла.
3. Из пунктов 1 и 2 вытекает, что в водоводе второго гидроагрегата в момент инцидента возникли давления, значительно превышающие те, что реализуются при штатной работе агрегатов.
4. Колебания потока воды уже в разрушенной напорной системе, пульсации давления, близкие к предельно допустимым, зафиксированные при испытаниях гидроагрегатов СШ ГЭС на повышенных мощностях, картина разрушения шпилек турбинной крышки, а также спектры сейсмических колебаний, зарегистрированные во время инцидента на станции «Черемушки», приводят к выводу, что в напорной системе второго гидроагрегата возникли катастрофические пульсации давления.
5. Построена теория резонансного возбуждения автоколебаний напорных систем, позволяющая оценить гидроакустическую устойчивость гидроэлектростанций, потеря которой привела к катастрофе на Саяно-Шушенской ГЭС в 2009 году и тяжелым повреждениям десятого и шестого гидроагрегатов в 1988 и 2010 годах соответственно. Введен индекс гидроакустической устойчивости для оценки возможности возникновения катастрофических автоколебаний в напорных системах гидроэлектростанций.
6. Согласование собственных частот колебательной системы, полученных из уравнений теории гидроакустического возбуждения автоколебаний, с теми, что зафиксированы на сейсмических амплитудно-частотных спектрах, доказывает, что эта теория адекватно описывает процессы, возникшие в водоводе СШ ГЭС.
7. Механизм запуска катастрофических пульсаций давления в напорной системе агрегата Саяно-Шушенской ГЭС стал гидроакустический бустинг – возбуждение сначала первого, более слабого автоколебательного процесса, создающего условия для запуска второго, разрушительного процесса автоколебаний.
8. Возникновение первого автоколебательного процесса объясняется амплитудной модуляцией колебаний лопаток направляющего аппарата гидроагрегата возмущениями потока, вызванными прецессией затурбинного вихря.



9. Вычисление индексов гидроакустической устойчивости двух десятков высоконапорных ГЭС и ГАЭС продемонстрировало, что только на тех станциях, где происходили инциденты с необъяснимыми отрывами турбинных крышек, этот индекс оказался меньше 1. Это доказывает применимость теории резонансного возбуждения автоколебаний напорных систем к любым гидроэлектростанциям с радиально-осевыми турбинами.
10. Инцидент с отрывом турбинной крышки на станции Гранд Рэпидс показал, что сферу действия теории гидроакустического возбуждения автоколебаний напорных систем можно распространить и на гидроэлектростанции с поворотно-лопастными турбинами.

### Ссылки

1. С. Кузьмина, П. Карклэ – Эолова арфа, самолеты и мосты. «Наука и жизнь», N 5, 2009 // <http://elementy.ru/lib/430811>
2. Tacoma Narrows Bridge (1940). Wikipedia // [http://en.wikipedia.org/wiki/Tacoma\\_Narrows\\_Bridge\\_%281940%29](http://en.wikipedia.org/wiki/Tacoma_Narrows_Bridge_%281940%29)
3. E. T. de Grenet – Aerodinamica e vulnerabilità eolica per i ponti di grande luce. Dissertation, 2005 // [http://rzb104.biblio.etc.tu-bs.de:8080/docportal/servlets/MCRFileNodeServlet/DocPortal\\_derivate\\_00004193/ediss.pdf](http://rzb104.biblio.etc.tu-bs.de:8080/docportal/servlets/MCRFileNodeServlet/DocPortal_derivate_00004193/ediss.pdf)
4. Ю. И. Лобановский – Критерий возбуждения гидроакустических автоколебаний напорной системы, январь – февраль 2010 // <http://synerjetics.ru/article/excitation.htm>
5. Ю. И. Лобановский – Автоколебания напорных систем и разрушение гидроагрегатов. *Гидротехническое строительство*, N 7, 2010 // <http://www.plotina.net/experts/lobanovsky-2010/>
6. Н. В. Карлов, Н. А. Кириченко – Колебания, волны, структуры. Москва, Физматлит, 2001.
7. 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>
8. В. Л. Окулов, И. М. Пылев – Неустойчивость напорных систем. *Доклады Академии наук, Энергетика*, 1995, том 341, N 4.
9. В. Х. Арм, В. Л. Окулов, И. М. Пылев – Неустойчивость напорных систем гидроэнергоблоков. *Известия Академии Наук, Энергетика*, 1996.
10. В. И. Бабкин – Частное сообщение, 31.05. 2011.
11. В. Н. Тарасов – Вибрации и гидродинамическая устойчивость гидроагрегата, 2009 // <http://www.diamech.ru/notes03112009.html>
12. Г. С. Горелик – Колебания и волны: введение в акустику, радиофизику и оптику. Москва, Государственное издательство физико-математической литературы, 1959.
13. П. С. Ланда – Срывной флаттер и эффект затягивания. *Вестник научно-технического развития*, N 6 (22), 2009 // <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=308>
14. Акт технического расследования причин аварии, произошедшей 17 августа 2009 года в филиале Открытого Акционерного Общества «РусГидро» – «Саяно-Шушенская ГЭС имени П. С. Непорожного» // [http://www.gosnadzor.ru/news/aktSSG\\_bak.doc](http://www.gosnadzor.ru/news/aktSSG_bak.doc)
15. Ю. И. Лобановский – Технические причины катастрофы на Саяно-Шушенской ГЭС (итоги расследования), ноябрь 2009 // <http://synerjetics.ru/article/catastrophe.htm>
16. И. Малкова, А. Перетолчина – Штатная ситуация. *Ведомости*, 05.10.2009, 187 (2457) // <http://www.vedomosti.ru/newspaper/article/2009/10/05/215438>
17. Ю. П. Райзер – К вопросу об источниках энергии, вызвавшей разрушения при аварии на Саяно-Шушенской ГЭС. Заключение, Институт проблем механики РАН, ноябрь 2010.
18. Ю. П. Райзер – Дополнение к Заключению от 01.11.2010 «К вопросу об источниках энергии, вызвавшей разрушения при аварии на Саяно-Шушенской ГЭС». Институт проблем механики РАН, март 2011.
19. Ю. И. Лобановский – О силах на турбинной крышке второго гидроагрегата СШ ГЭС, прочности шпилек и о несостоятельности концепции их разрушения при штатных нагрузках, январь 2012 // <http://www.plotina.net/experts/lobanovsky/>
20. ГОСТ 20700-75. Болты, шпильки, гайки и шайбы для фланцевых и анкерных соединений, пробки и хомуты с температурой среды от 0 до 650 °С. Технические условия // <http://www.volgametal.ru/gosts/gost/?guid=1290>
21. В. Н. Байков – Анализ обстоятельств аварии гидроагрегата №2 Саяно-Шушенской ГЭС 17.08.2009 г. *Доклад на научно-практической конференции «Повышение эффективности системы управления безопасностью ГЭС»*, Москва, 20.05.2011.
22. Методические указания. Расчеты и испытания на прочность. Классификация видов изломов металлов. РД 50-672-88. Москва, 1989 // [http://www.opengost.ru/download/2009/RD\\_50-672-88\\_Metodicheskie\\_ukazaniya\\_Raschety\\_i\\_isspytaniya\\_na\\_prochnost\\_Klassifikaciya\\_vidov\\_izlomov\\_metallo\\_v.html](http://www.opengost.ru/download/2009/RD_50-672-88_Metodicheskie_ukazaniya_Raschety_i_isspytaniya_na_prochnost_Klassifikaciya_vidov_izlomov_metallo_v.html)
23. Термическая обработка стали // [http://fi-com.ru/technics/metals\\_to.php](http://fi-com.ru/technics/metals_to.php)

24. Г. И. Рассохин – Авария на СШ ГЭС: о видах изломов шпилек крышки гидроагрегата № 2. Декабрь, 2011 // <http://www.plotina.net/sshges-shpilki-rassokhin/>
25. И. П. Иванченко, А. Н. Прокопенко – Анализ причин разрушения шпилек крепления крышки турбины агрегата 2 Саяно-Шушенской ГЭС. Доклад на научно-практической конференции «Повышение эффективности системы управления безопасностью ГЭС», Москва, 20.05.2011.
26. В. В. Левицкий – Частное сообщение, 22.12.2011.
27. Валентин Ё-Романов, Николай Ё-Сергеев – Ростехнадзор отвел от ГЭС гидроудар. *КоммерсантЪ*, N 156 (4211), 26.08.2009 // <http://www.kommersant.ru/doc.aspx?DocsID=1226316>
28. В. С. Селезнев – Что происходило на Саяно-Шушенской ГЭС до, в момент и после аварии (Интерпретация сейсмологических и инженерно-сейсмологических данных). Доклад на совещании «Технические причины и уроки катастрофы на Саяно-Шушенской ГЭС», 10.02.2010.
29. Ю. И. Лобановский – Гидроакустический бустинг – способ возбуждения катастрофических автоколебаний в напорной системе Саяно-Шушенской ГЭС, май 2010 // <http://synerjetics.ru/article/busting.htm>
30. Б. Н. Юркевич – Отзыв на ст. Лобановского Ю. И. «Автоколебания напорных систем и разрушение гидроагрегатов». *Гидротехническое строительство*, N 1, 2011 // <http://www.plotina.net/sshges-lobanovsky-yurkevich/>
31. О. И. Башнин – Об интерпретации событий на Саяно-Шушенской ГЭС (2009 г.). ООО «НПФ «Ракурс» // <http://www.rakurs.com/press/publications/detail.php?ID=1374>
32. В. В. Кудрявый – Частное сообщение, 11.04.2011.
33. Ю. И. Лобановский – Сопоставление расчетных и натуральных данных в области гидроакустической неустойчивости напорных систем и на переходных режимах, май 2010 // <http://synerjetics.ru/article/comparison.htm>
34. О. А. Муравьев – Авария на СШГЭС и проблемы мониторинга на крупных ГЭС. Доклад на научно-технической конференции «Авария на Саяно-Шушенской ГЭС – уроки и последствия», ноябрь 2009 года.
35. А. А. Ключач – О вибрации на агрегате №2 СШГЭС до аварии. Дискуссия. *Тайга.инфо*, февраль 2011 // <http://tayga.info/details/2011/02/02/~102283>
36. Землетрясение не повлияло на работу гидротехнических сооружений Саяно-Шушенского гидроэнергокомплекса. *РусГидро*, Пресс-центр, 28.12.2011 // <http://www.rushydro.ru/press/news/16404.html>
37. Интернет-конференция в РИА Новости 29 июля 2010 г. *РусГидро*, Пресс-центр, 29.07.2010 // <http://www.sshges.rushydro.ru/press/news-materials/interview/13803.html>
38. Справка о гидрологических режимах с 19 по 26 декабря 2011 года. *РусГидро*, Пресс-центр, 26.12.2011 // <http://www.rushydro.ru/press/news/16393.html>
39. Установление режимов водохранилищ. *Федеральное агентство водных ресурсов. Енисейское бассейновое водное управление*, 29.11.2011 // <http://www.enbv.ru/>
40. А. В. Вострухов, В. Н. Тарасов – Особенности вибрации гидроагрегатов СШ ГЭС. Анализ причин катастрофы 17.08.2009. Доклад на научно-практической конференции «Повышение эффективности системы управления безопасностью ГЭС», Москва, 20.05.2011.
41. А. А. Ключач – Частное сообщение, 06.07.2012.
42. Ю. И. Лобановский – Тайна горной долины, июнь 2010 // <http://synerjetics.ru/article/pamir.htm>
43. Ю. И. Лобановский – Гидроакустическая устойчивость гидроаккумулирующих станций, январь 2010 // <http://synerjetics.ru/article/stability.htm>
44. Я. М. Пархомовский – Организатор советской науки. «Техника-молодежи», 1986, N 5 // <http://epizodsspace.airbase.ru/bibl/tm/1986/5-keldysh.html>
45. W. L. Pawlikewich – Grand Rapids Generation Station Unit #1 Headcover Failure. *Canadian Electrical Association, Engineering and Operation Division*, March 1993.
46. Ю. И. Лобановский – Угроза избранным, июль 2012 // <http://synerjetics.ru/article/threat.htm>

Москва, Внутренняя Колыма  
05.02.2012, 15.08.2012

Ю. И. Лобановский