

Механизмы Саяно-Шушенской аварии.

Факты и гипотезы.

Тарасов В. Н.

О трагических событиях 17 августа 2009 года на Саяно-Шушенской ГЭС уже сказано и написано достаточно много. Как известно, эта авария - самая необъяснимая авария за всю историю гидроэнергетики. Сам факт обрыва крепления крышки турбины и выталкивание многотонного агрегата вверх противоречит всем представлениям о физических принципах работы гидротурбины. За прошедшее время события не раз рассматривались в экономическом, политическом, социальном и техническом аспектах. Анализ же физических механизмов аварии при этом отошёл на второй план.

При чтении Акта технического расследования создаётся впечатление, что виновата повышенная вибрация гидроагрегата №2 (ГА-2). В результате вибрации произошёл усталостный излом крепёжных шпилек. Оставшиеся (более 30%) шпильки были оторваны давлением воды, и гидроагрегат просто взлетел вверх. Молчаливо предполагается, что проблема решается путём ужесточения контроля и повышением качества ремонтных работ.

Однако, как известно, вибрация гидроагрегата №2 мало чем отличалась от вибрации остальных агрегатов станции и не могла повредить шпильки. Сила давления водяного потока тоже никак не могла порвать оставшийся крепёж и поднять гидроагрегат вверх. Быть может, причина Саяно-Шушенской аварии заключается не только в ошибках эксплуатационно-ремонтного персонала и просчётах проектировщиков. Есть основание полагать, что наука столкнулась с мало изученными процессами, происходящими и на многих других ГЭС. Просто никогда раньше их проявления не были столь катастрофическими.

1. Ещё раз о шпильках.

Агрегат СШГЭС (рис.1) состоит из синхронного генератора и радиально-осевой гидротурбины. Ротор генератора (РГ) и рабочее колесо турбины (РК) соединены вместе жёстким валом. В радиальном направлении вал фиксируется турбинным и генераторным подшипниками.

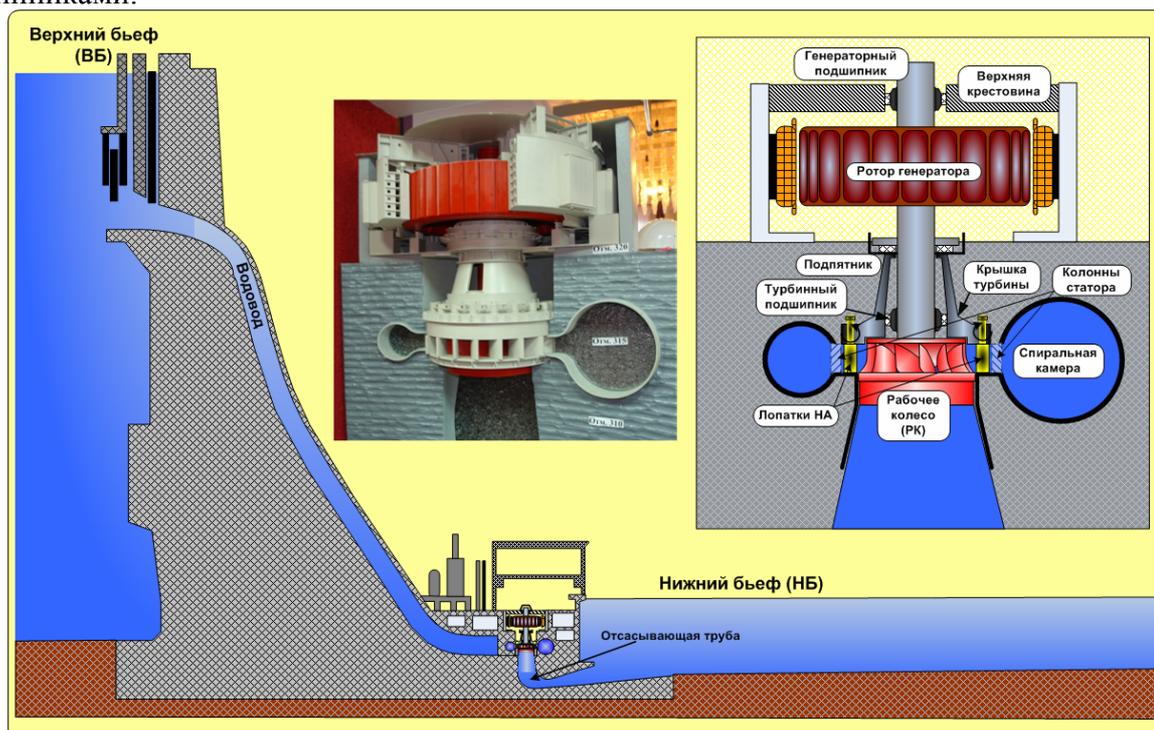


Рис.1 Схема гидроагрегата СШГЭС.

Вес вращающихся частей воспринимается подпятником, который расположен на массивной крышке турбины, перекрывающей гидравлический тракт. Общий вес «взлетевшей» части агрегата более 1 687 тонн (154 тонн – РК, 379 тонн – крышка турбины, 912 тонн – РГ, 242 тонн - вал с подшипниками и подпятником).

«17.08.2009 гидроагрегат работал под нагрузкой, ротор вращался с номинальной частотой. С 08.12 происходило снижение мощности гидроагрегата № 2 по заданию автоматической системы регулирования мощности АРЧМ-ГРАРМ. При входе в зону эксплуатационной характеристики гидроагрегата, не рекомендованной к работе, произошел обрыв шпилек крышки турбины. Под воздействием давления воды в гидроагрегате ротор гидроагрегата с крышкой турбины и верхней крестовиной начал движение вверх...» [Л1, стр. 81]

Крышка турбины крепилась 80-ю шпильками М80 (внутренний диаметр около 75 мм). Материал шпилек - сталь 35 с пределом прочности 530 МПа (53 Кг/мм²). Всего было найдено и исследовано 49 шпилек из 80. Экспертиза показала, что обрыв шпилек происходил постепенно: « ... в изломах шпилек выделены две зоны: зона усталостного излома и зона долома» [Л1, стр. 77].

Усталостный излом происходит в результате воздействия знакопеременной силы, превышающей предел выносливости материала. Такое разрушение развивается примерно по следующему сценарию (рис.2):

- ✓ в зоне повышенных напряжений (в шпильках это углубления витков резьбы) образуются микротрещины;
- ✓ кристаллы, расположенные в устье трещины, начинают разрушаться. Трещина проникает в глубь тела, причём на поверхностях трещины кристаллы при контактных взаимодействиях истираются;
- ✓ при развитии трещины сечение ослабляется, и на последнем этапе происходит внезапное разрушение.

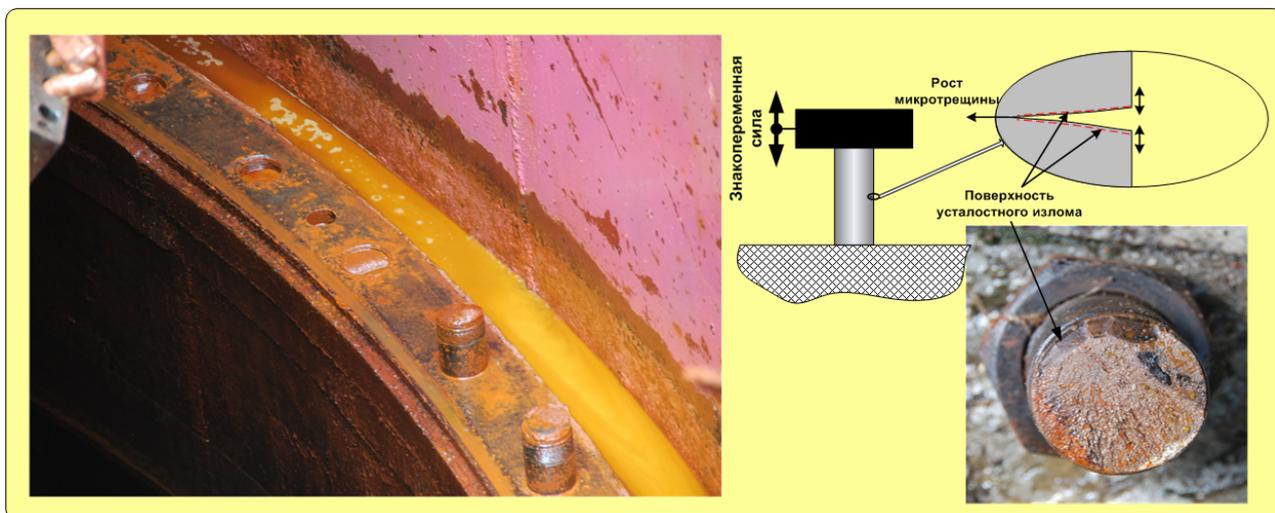


Рис.2 Усталостный излом шпилек.

Поэтому поверхность разрушения обычно имеет две характерные зоны. Зона относительно гладкой поверхности усталостного излома, которая образуется постепенно. Зона внезапного разрушения с неповрежденными чистыми кристаллами.

Средняя площадь усталостного излома обследованных шпилек составляет примерно 65%. Следовательно, оборвавшая ослабленные шпильки (35%) сила должна быть не менее 6700 тонн. Если добавить вес агрегата, получается **8400 тонн**.

Ещё один важный вопрос. Какая же сила могла привести к усталостному излому 65% площади шпилек? Предел выносливости конструкционных сталей примерно в 2 раза меньше предела прочности (0.3 – 0.5). Значит, динамическая сила, действующая в процессе эксплуатации на ещё целые (100%) шпильки превосходила **10000 тонн!**

2. Немного о вибрации.

«Одним из факторов, способствующих развитию дефекта в шпильках крепления крышки турбины на ГА-2, является значительное количество переходных режимов работы гидроагрегата в не рекомендуемых для эксплуатации зонах с повышенными динамическими характеристиками (вибрациями)...» [Л1, стр. 80]

По данным системы виброконтроля ГА-2, вибрация турбинного подшипника действительно перед аварией была в несколько раз выше нормы. Но такая ситуация была типичной и для других агрегатов СШГЭС. На некоторых вибрация была ниже, а на некоторых и выше. И дело тут вовсе не в низком качестве ремонта, а в вопросах подхода к измерению и нормированию вибрации.

Как известно, вибрация это не параметр, как например, температура. Вибрация это сигнал, а точнее сумма сигналов от различных элементов и узлов механизма. И выделить из вибрационного сигнала информативные компоненты, а тем более установить жёсткие объективные нормы – задача весьма и весьма непростая. Особенно это касается нормирования вибрации агрегатов высоконапорных ГЭС.

При сегодняшней концепции виброконтроля гидроагрегатов, молчаливо предполагается, что основным источником опасности является вращающийся ротор. В этом случае, вибрационный сигнал при серьёзных дефектах представляет собой синусоиду, а его величина характеризуется размахом виброперемещения (двойной амплитудой). Для высоконапорного гидроагрегата самую большую опасность представляет гидравлический тракт. При больших динамических нагрузках, основной вклад в вибрационный сигнал вносят гидроудары и пульсации потока, а не вращение ротора. Поэтому говорить о размахе такого сигнала большая натяжка.

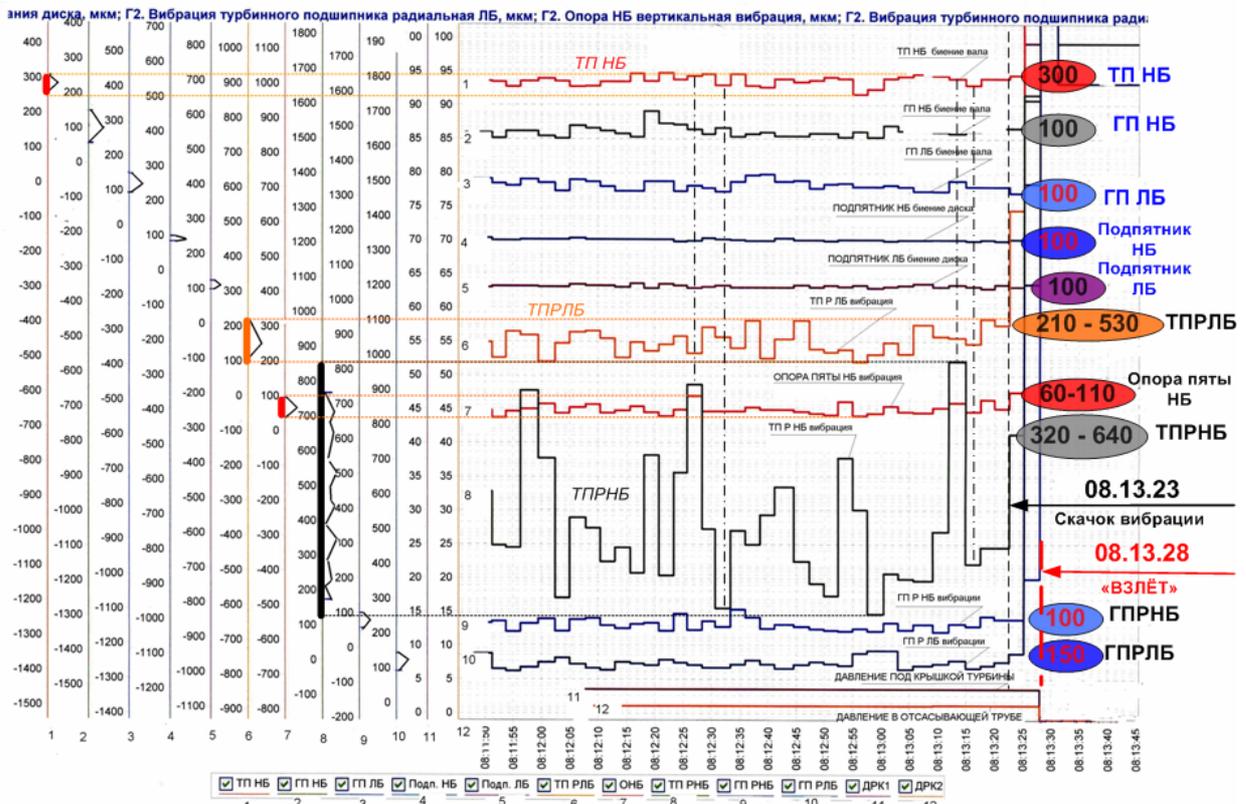


Рис.3 Преаварийные тренды системы виброконтроля.

На рис.3 приведены тренды стационарной системы виброконтроля ГА-2 за две минуты до аварии [Л9]. Обозначение каналов следующее:

1. **ТП НБ** – биение вала в турбинном подшипнике со стороны нижнего бьефа.
2. **ГП НБ** – биение вала в генераторном подшипнике со стороны нижнего бьефа.

3. **ГП ЛБ** – биение вала в генераторном подшипнике со стороны левого берега.
4. **Подпятник НБ** – биение диска подпятника со стороны нижнего бьефа.
5. **Подпятник ЛБ** – биение диска подпятника со стороны левого берега.
6. **ТПРЛБ** – вибрация турбинного подшипника радиальная со стороны левого берега.
7. **Опора пяты НБ** – вибрация подпятника вертикальная со стороны нижнего бьефа.
8. **ТПРНБ** – вибрация турбинного подшипника радиальная со стороны нижнего бьефа.
9. **ГПРНБ** – вибрация генераторного подшипника радиальная со стороны нижнего бьефа.
10. **ГПРЛБ** – вибрация генераторного подшипника радиальная со стороны левого берега.

Пьезоакселерометры ТПРНБ и ТПРЛБ, измеряющие абсолютную вибрацию турбинного подшипника установлены в опоре сервомоторов [Л9], управляющих поворотом лопаток направляющего аппарата (НА). Из показаний 10 датчиков абсолютной и относительной вибрации, установленных на ГА-2, только показания ТПРНБ могли вызвать опасения. Из трендов видно, что вибрация турбинного подшипника вела себя крайне нестабильно и была значительно больше вибрации вала. Такие показания могли быть обусловлены только одним - источник возмущений, вызывающих повышенную вибрацию находился вне агрегата. Это не вращающийся ротор, а нечто другое, связанное с пульсациями потока в гидравлическом тракте ГЭС.

Приведём архивный тренд вибрации турбинного подшипника при сбросе и наборе мощности (рис. 4). Как видно из графика, вибрация анизотропна. Максимальный размах колебаний вдоль потока воды в водоводе примерно в 2 раза больше размаха колебаний поперёк потока. Всплеск вибрации при прохождении зоны «2» происходит только при сбросе мощности. Такое поведение агрегата ещё раз свидетельствует о гидравлической природе повышенной вибрации турбинного подшипника.

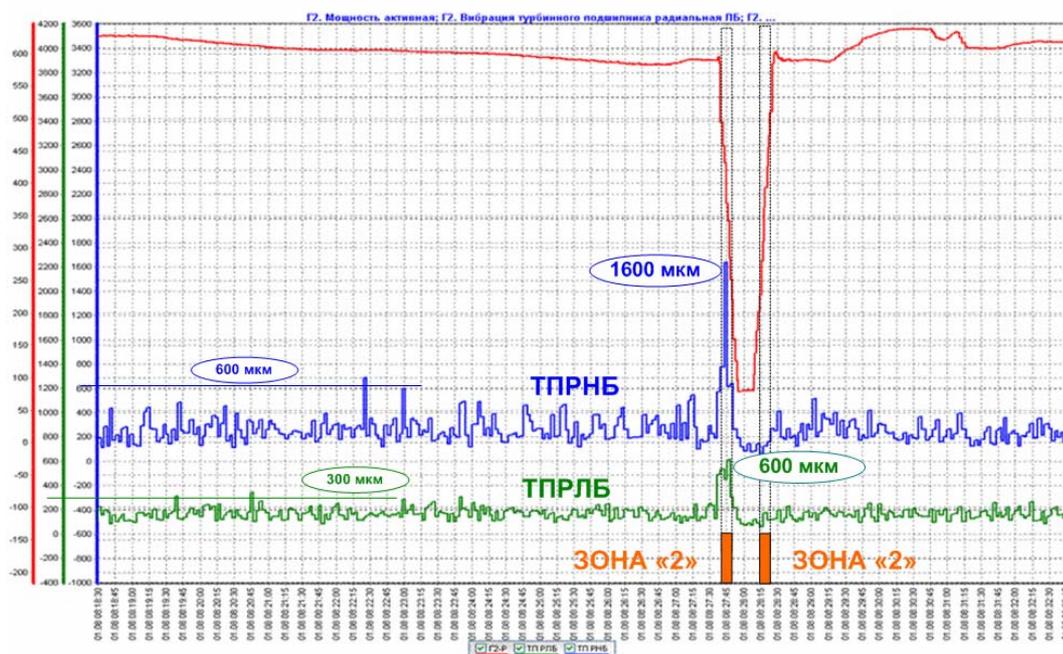


Рис.4 Вибрация турбинного подшипника при прохождении зоны «2».

Максимальная вибрация (максимальный размах виброперемещения) ТПРНБ перед аварией была 1500 мкм. Даже если предположить, что максимальный размах это не величина всплесков сигнала при гидроударах, а «настоящая» периодическая вибрация, происходящая на частоте вращения агрегата, амплитуда виброускорения составила бы $W \approx \omega_0^2 * A \approx 0.17 [м/с^2]$ ($A=750\text{мкм}$, $\omega_0 = 14.95\text{с}^{-1}$). При этом горизонтальная сила, действующая на агрегат от вибрации, не превосходила бы 30 тонн (примерно в 60 раз меньше его веса). Такая вибрация никак не могла причинить вреда шпилькам. Даже незакреплённый агрегат от этой вибрации не сдвинулся бы с места.

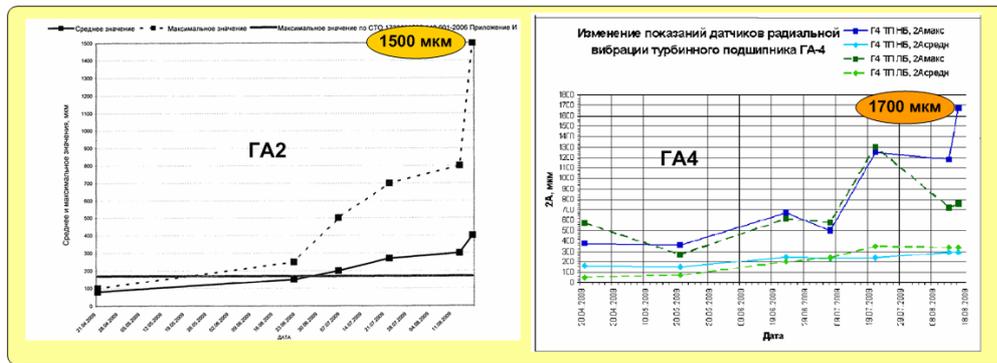


Рис.5 Тренды вибрации агрегатов СШГЭС.

Выводы комиссии о непрерывном росте вибрации ГА-2 за 4 месяца до аварии тоже требуют разъяснения. В акте [Л1, стр. 76] приведён тренд вибрации только одного датчика ТПРНБ из десяти. Если построить аналогичные тренды для других агрегатов СШГЭС (рис.5), картина будет примерно похожей [Л9]. Рост вибрации объясняется постепенным заполнением водохранилища и увеличением напора [Л9]. При этом увеличивается интенсивность пульсаций в гидравлическом тракте, и такая тенденция характерна для вибрации всех агрегатов СШГЭС на протяжении ряда лет. Под вибрацией, как правило, понимают некий параметр колебаний, отражающий техническое состояние оборудования. Развиваются дефекты – увеличивается вибрация. Здесь не тот случай, рост сигнала ТПРНБ был обусловлен ростом внешних возмущений. Поэтому серьёзных оснований для остановки ГА-2 не было.

Рассматривая предаварийные тренды вибрации (рис. 3), трудно обнаружить момент начала и развития аварийной ситуации. Вибрационное состояние ГА-2 перед аварией не вызывало опасений и не отличалось от остальных гидроагрегатов СШГЭС. Вибрация значительно увеличилась всего за несколько секунд до катастрофических разрушений, когда делать что либо было уже поздно.

Анализ трендов вибрации приводит к выводу, что *при существующей нормативной базе, предотвратить подобную аварию едва ли было возможно*. Для обеспечения безопасности высоконапорных ГЭС необходимо пересмотреть нормативные документы, регламентирующие тип и места установки датчиков, способы сигнальной обработки, а также нормы параметров вибрации таких гидроагрегатов.

3. «Подъёмная» сила.

Оценим вертикальные гидравлические усилия, действующие на агрегат. При стационарном режиме работы гидротурбины эта сила состоит из двух основных частей (рис.6). Сила, действующая на РК, направлена вниз. Сила, действующая на кольцевой участок крышки турбины, в котором закреплены лопатки НА, направлена вверх. Перед аварией агрегат выдавал мощность 475МВт, напор составлял 212м, расход $250 \text{ м}^3/\text{с}$. Осевая сила, действующая на РК примерно равна [Л.10]

$$F_A \approx A * \rho g H_{2-1} S_{\text{РК}} - B * \rho Q_v^2 / S_{\text{РК}}$$

Коэффициенты А и В - зависят от геометрии турбины, (для турбин СШГЭС $A \approx 0.3$; $B \approx 1$). Площадь РК $S_{\text{РК}} \approx 35 \text{ м}^2$, поэтому осевая сила, действующая на РК примерно равна $F_A \approx 2000$ тонн.

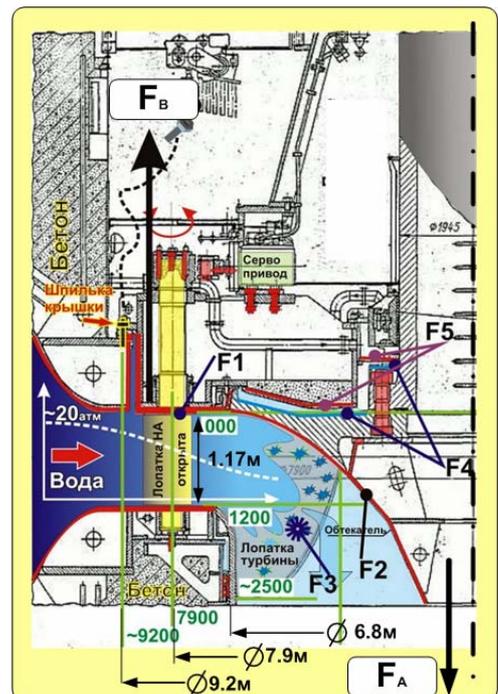


Рис.6 Гидротурбина.

Давление под кольцевым участком крышки, согласно закону Бернулли, меньше гидростатического на величину скоростного напора. Скорость потока после колонн статора в районе НА составляла примерно $V \approx 33$ м/с, давление около 15 атм. Сила, действующая на кольцевой участок крышки площадью 30 м^2 , была порядка $F_B \approx 4500$ тонн.

Суммарная осевая сила, действующая на гидроагрегат в этом режиме, составляла примерно **2500 тонн** и была направлена вверх. Такая сила не могла привести к аварии. Давления водяного потока явно не достаточно для отрыва ослабленных шпилек и выброса агрегата. Привести к усталостному излому ещё целых шпилек такие нагрузки тем более не могли. Значит что-то не учли!

Не учитывалась пока динамическая сила, действующая на гидроагрегат при нестационарном течении в проточной части. Непосредственно перед аварией происходило снижение мощности, и ГА-2 входил в зону «2» эксплуатационной характеристики, не рекомендованную для работы. Согласно натурным исследованиям завода-изготовителя, в этой зоне «... работа турбины сопровождается сильными гидравлическими ударами в проточной части и значительными шумами, уровень динамических характеристик остается недопустимым». [Л1, стр. 69].

Такое поведение гидроагрегата вызвано нестационарными колебательными процессами. Если в проточной части возникают колебания потока с растущей амплитудой, они обязательно вызывают серию гидроударов за РК гидротурбины (рис.7). Колебания накладываются на среднее значение давления в проточной части и приводят к тому что:

- ✓ При уменьшении суммарного давления ниже давления насыщенных паров, в потоке появляются полости, заполненные паром.
- ✓ При повышении давления происходит схлопывание такой полости.
- ✓ В момент схлопывания образуется область повышенного давления, от которой распространяются ударные волны сжатия.

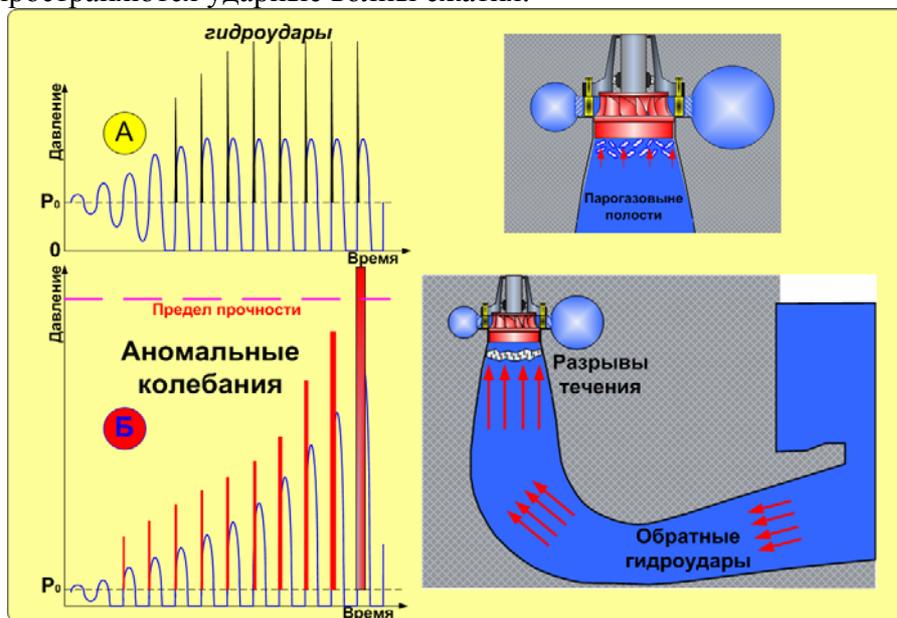


Рис.7 Возникновение гидроударов за РК.

Поскольку область минимального давления находится в отсасывающей трубе сразу за РК гидротурбины, наиболее интенсивные гидроудары возникают именно там. При этом ударные волны воздействуют на нижнюю поверхность гидроагрегата и вызывают вертикальную силу, направленную вверх.

При больших пульсациях потока отдельные полости сливаются и образуются разрывы течения за РК, сопровождающиеся мощными обратными гидроударами. Ударные вертикальные нагрузки на агрегат могут достигать весьма больших значений из-за малой длительности такого гидроудара. Длина отсасывающей трубы СШГЭС около $L \approx 40$ м,

скорости звука в воде 1400 м/с, поэтому длительность удара составит $\tau \approx \frac{2L}{c} \approx 0.06 \text{ с}$. При образовании разрыва течения протяжённостью $\Delta h \approx 1$ метр, давление при обратном гидроударе составляет $\Delta P \approx \rho c \Delta V \approx \rho c \sqrt{2g\Delta h} \approx 60$ атм, соответственно максимальная ударная нагрузка на агрегат составит $\Delta F \approx \Delta P * S_{ГА} \approx 39000$ тонн. Приведённые расчёты дают завышенные оценки для ударных нагрузок, поскольку при таких режимах течения в отсасывающей трубе находится не чистая вода, а двухфазная газожидкостная смесь. Поэтому длительность гидроудара увеличивается, а ударная нагрузка уменьшается. Тем не менее, масса воды в отсасывающей трубе более 2000 тонн и при ударе представляет серьёзную угрозу для гидроагрегата.

Автоколебания в проточной части растут до тех пор, пока потери энергии на кавитацию и гидроудары не сравняются с поступлениями энергии от основного потока воды. При этом амплитуда установившихся колебаний будет определяться коэффициентом положительной обратной связи и потерями в системе. Если характеристики системы изменяются таким образом, что происходит значительное усиление коэффициента положительной обратной связи, наступает режим аномальных автоколебаний. Колебания большой амплитуды вызывают серию мощных гидроударов, которые постепенно разрушают конструкцию (рис.7 Б). Бытовым примером подобного явления может служить поведение водопроводного крана с сильно изношенной прокладкой.

Приведённый анализ показывает, что только динамические нагрузки могли повредить шпильки. Только колебания огромных масс воды в гидравлическом тракте были способны вызвать усталостный излом около 65% шпилек, а затем оборвать оставшиеся. Поскольку появление таких колебаний связано с нестационарными процессами в гидротурбине, перейдём к анализу таких процессов.

4. Зоны работы гидроагрегатов.

Как известно нестационарные процессы, происходящие в агрегатах СШГЭС, имеют место и на других станциях. Многие мощные гидроагрегаты страдают похожими болезнями, выражающимися в наличии нерекомендованных зон работы. При работе в таких зонах в проточной части возникают значительные пульсации давления, сопровождающиеся кавитацией и гидроударами. Возникает повышенная вибрация, снижается КПД гидротурбины, а в отсасывающей трубе появляется мощный вихревой жгут.

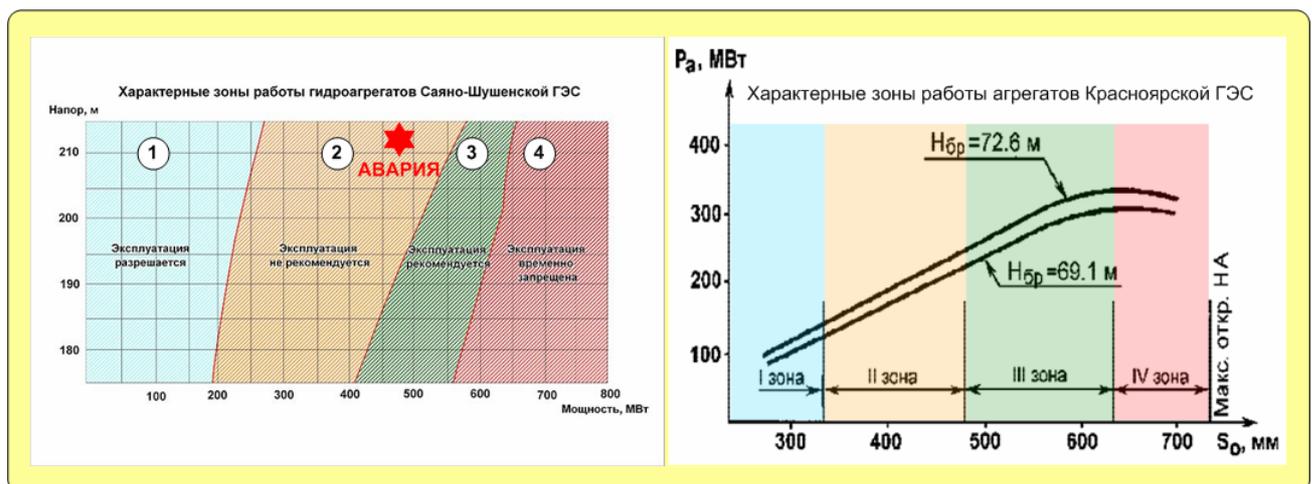


Рис.8 Характеристика зон работы гидроагрегатов.

Рассматривая характеристику зон работы агрегатов СШГЭС (рис. 8), можно заметить, что зона рекомендованной работы занимает совсем небольшой участок. Физическая природа этого явления не понятна до сих пор. Гидродинамическая теория течения в проточной части

турбины не объясняет появления столь мощных возмущений. Такие эффекты не происходят при стендовых испытаниях. Гидравлически подобная модель турбины работает устойчиво, а у натурального гидроагрегата возникают автоколебательные режимы с такими пульсациями потока, что работа в них не рекомендована и даже запрещена. Причём можно заметить, что граница между зонами определяется не мощностью и не расходом, или другими характеристиками гидроагрегата, а положением лопаток направляющего аппарата.

Многие гидроагрегаты высоконапорных ГЭС имеют зоны nereкомендованной работы прямо в середине регулировочного диапазона, что не позволяет использовать их для полноценного регулирования частоты и мощности в энергосистеме. Существуют различные гипотезы, объясняющие такое поведение гидротурбин.

4.1. Гипотеза гидродинамической неустойчивости.

Традиционно, подобные нестационарные процессы объясняются гидродинамической неустойчивостью потока в проточной части гидротурбины. При высоком КПД поток выходит из турбины практически незакрученным. Однако иногда в отсасывающей трубе образуется вихревой, или кавитационный жгут. Его появление связано с большой остаточной циркуляцией после РК. Поскольку, в свободном потоке циркуляция сохраняется $V_{\tau} * r = Const$, при приближении к центру жгута тангенциальная скорость потока увеличивается, а давление падает. В самом центре жгута градиент скорости увеличивается настолько, что начинает сказываться трение. Поэтому центр или ядро вихря движется как твёрдое тело. В ядро вихря засасывается воздух и парогазовые пузырьки, образующиеся при работе турбины (рис. 9) и жгут становится видимым.

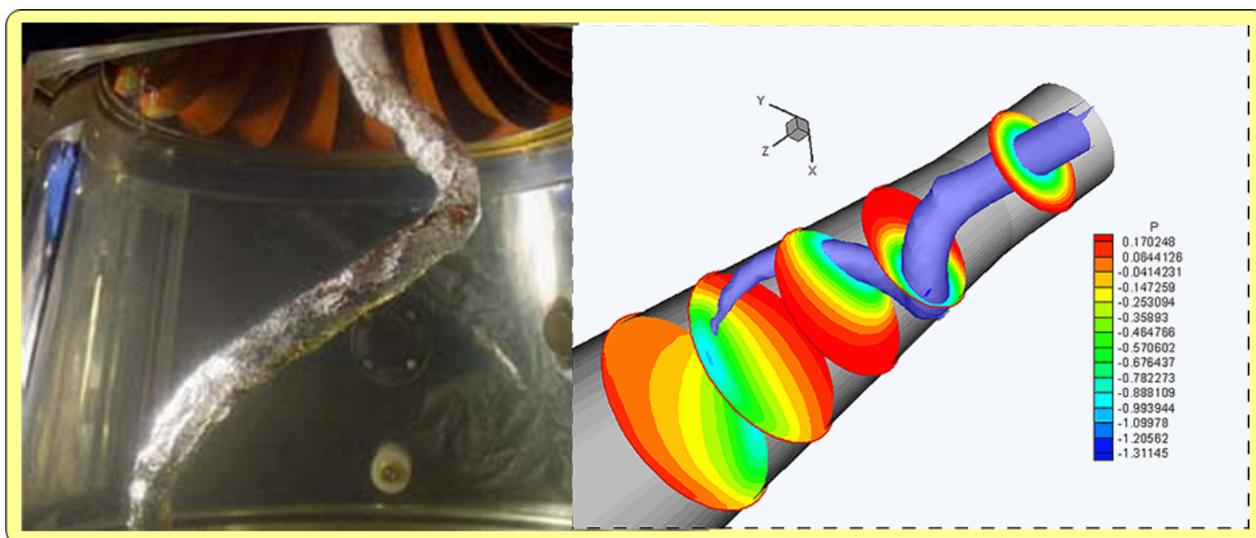


Рис.9 Кавитационный жгут.

Поведение такого жгута - одно из самых сложных явлений в гидротурбинах и до сих пор точно не описано. Есть только весьма приближённые модели. Кавитационный жгут движется и прецессирует. Это сопровождается пульсациями давления, осевой силы, вибрацией и другими колебательными эффектами, происходящими с частотой прецессии вихря (жгутовая частота). Поэтому многие специалисты делают вывод, что источником этих возмущений является именно кавитационный жгут.

Как показано в работе [Л4], гидродинамические возмущения могут вызывать резонансные колебания в водоводе. Это явление названо авторами *гидроакустическим резонансом*. Вихревой жгут, прецессирующий на частоте резонанса водовода, может сопровождаться значительными колебаниями потока. В этой же работе анализируется

механизм неустойчивости в гидравлическом тракте СШГЭС, обусловленный отрицательным наклоном усреднённой стационарной характеристики гидротурбины в точке «А» (рис.10).

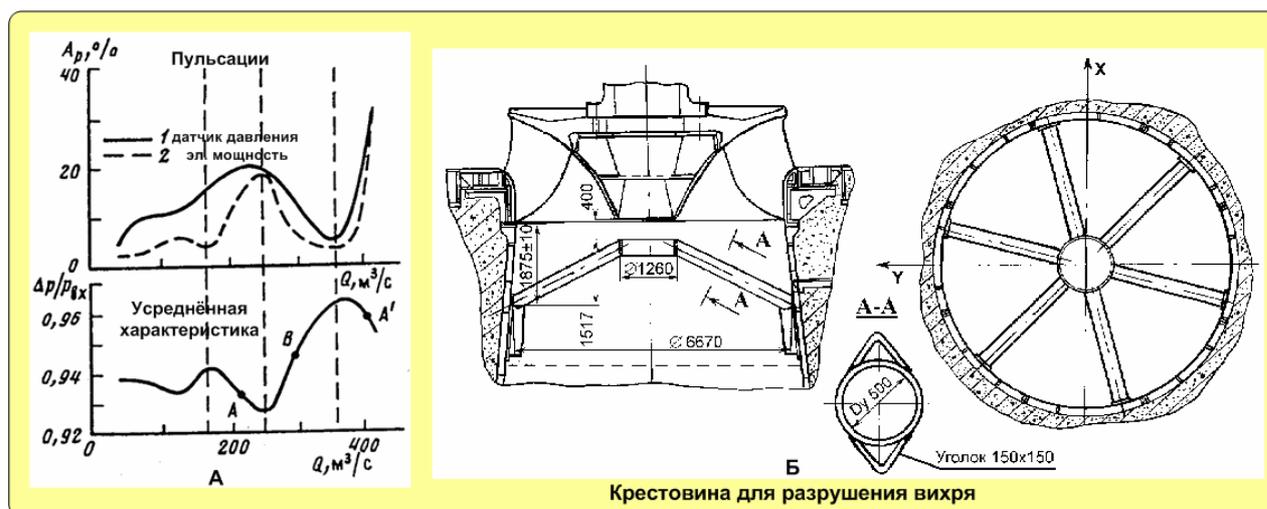


Рис.10

Теория гидроакустического резонанса используется в работе [Л5, Л6] для анализа Саяно-Шушенской аварии. Альтернативная точка зрения изложена в работе [Л8].

Отметим лишь тот факт, что представленные экспериментальные характеристики гидротурбин СШГЭС не вполне корректны. Для измерения перепадов давления на турбине при большом уровне пульсаций (порядка 20%), частотный сигнал вибростержневого датчика усреднялись за время около 3-х минут [Л4]. Характеристика такого датчика нелинейная, поэтому среднее арифметическое давление не равно среднему арифметическому показанию датчика. Смещение среднего показания нелинейного преобразователя, как известно, зависит от уровня пульсаций. Нетрудно заметить, что кривая пульсаций и кривая характеристики почти зеркально симметричны. Поэтому обратный наклон характеристики, скорее всего, вызван методической погрешностью измерений.

Кроме того, автоколебания усиливаются лишь в области отрицательного наклона. Амплитуда установившихся автоколебаний в точке «А», согласно этой теории, будет порядка процента. А сам эксперимент показывает на порядок больше.

При первых пусках агрегаты СШГЭС никак не могли выйти на максимальный проектный уровень. Повышалась вибрация и пульсации потока, и дальше увеличивать мощность было нельзя, потому что турбина могла разрушиться. Поскольку, причиной возникновения таких режимов считался кавитационный жгут, были попытки разбить этот вихрь на более мелкие и ликвидировать зоны «4» и «2». Для этого, в период опытной эксплуатации, половина агрегатов была модернизирована. В отсасывающих трубах были смонтированы мощные крестовины (рис.10). Модернизация большого успеха не принесла. Зоны не рекомендованной и запрещённой работы остались. Одну крестовину демонтировали, остальные смыло в Енисей [Л3].

4.2. Гипотеза гидроупругих автоколебаний.

Согласно этой гипотезе, многие нестационарные процессы в гидротурбине обусловлены гидроупругими колебаниями [Л10]. Обтекание лопасти гидротурбины принципиально отличается от обтекания крыла самолёта или лопасти вертолёт. Обтекание крыла самолёта происходит в свободном пространстве. В гидротурбине поток замкнут. На ней создаётся перепад давления, на который воздействует весь столб воды в водоводе и отсасывающей трубе. Поэтому, в колебания вовлекается вся масса воды в гидравлическом тракте. Благодаря этому в системе гидравлический тракт - гидроагрегат возникают совершенно новые формы

колебаний - «**Органные**» **гидроупругие колебания**. Причём, при увеличении длины водовода, собственные частоты этих форм колебаний снижаются.

Приведём пример. Простейшей моделью лопасти гидротурбины является колебательная система, состоящая из поршня, пружины и демпфера (рис 11). Пусть диаметр поршня 1 метр. При массе поршня $m=1000$ Кг и жёсткости пружины $K=1.0 \cdot 10^8$ н/м, резонансная частота системы в воздухе будет равна $f_0 \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \approx 50$ Гц.

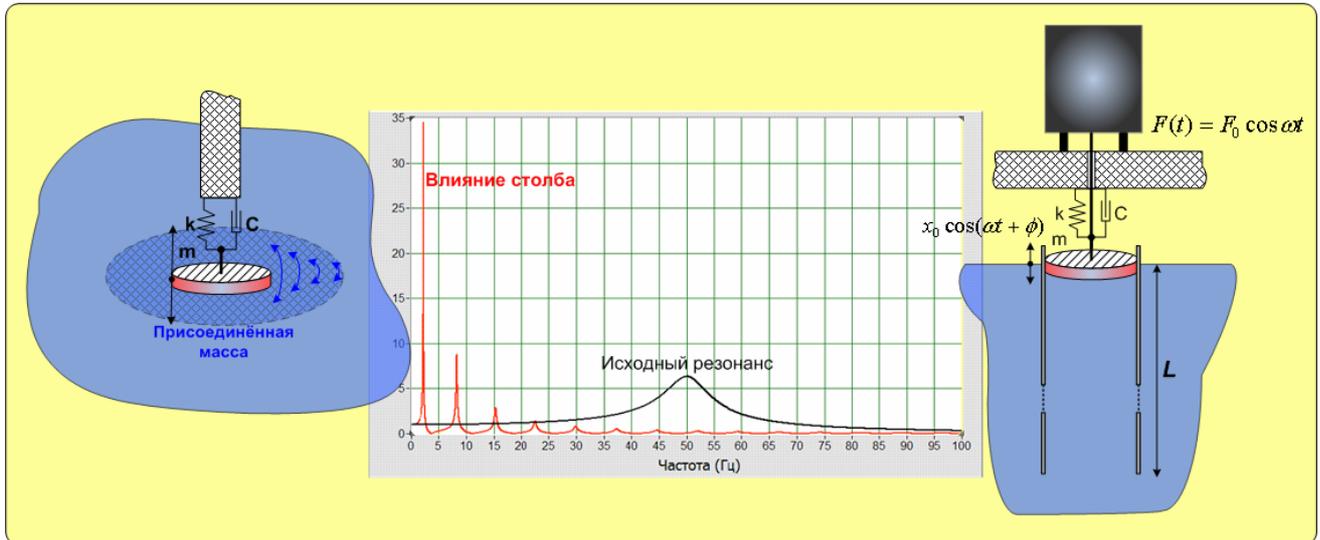


Рис.11 Влияние присоединённой массы воды в водоводе.

Если поместить поршень в воду резонансная частота за счёт «присоединённой массы» воды около поршня, колеблющийся вместе с ним, уменьшается примерно до 30 Гц. Это соответствует режиму свободного обтекания.

Если же заключить поршень в жёсткую трубу длиной $L=100$ м, погружённую в воду, частотная характеристика системы будет принципиально иной. «Присоединённая масса» воды в трубе значительно больше массы поршня (78.5 тонн), и первая резонансная частота снижается до 3 Гц.

$f_0 \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m + \rho LS}}$ Это соответствует режиму замкнутого обтекания.

Существующие методики расчёта и проектирования гидротехнического оборудования до сих пор не учитывают этих явлений, все расчёты собственных форм колебаний гидротурбин выполняются для случая «свободного» обтекания. Поэтому многие гидроагрегаты динамически неустойчивы [Л11]. При совпадении частоты внешних возмущений с собственной частотой «Органных» колебаний наступает режим резонанса. А при некоторых условиях могут возникать гидроупругие автоколебания.

Первой формой гидроупругих колебаний агрегата высоконапорной ГЭС являются колебания в динамической системе **водовод-гидроагрегат-энергосистема** [Л10]. Роль упругой связи гидроагрегата с энергосистемой выполняет электромагнитное взаимодействие в зазоре гидрогенератора (рис.12). Частота таких колебаний близка к частоте первого резонанса водовода

$f \approx \frac{c}{4L}$, где c – скорость звука в водоводе, L – его длина.

Возбудителем автоколебаний, обеспечивающим положительную обратную связь, часто выступает направляющий аппарат, который регулирует подачу энергии в динамическую систему и сам зависит от колебаний этой системы. Вода поступает на лопатки НА из спиральной камеры, предварительно пройдя через каналы между колоннами статора. Как правило, НА сконструирован так, что гидравлические силы действуют на закрытие лопаток. В этом случае ось вращения размещена позади центра давления (ЦД) профиля.

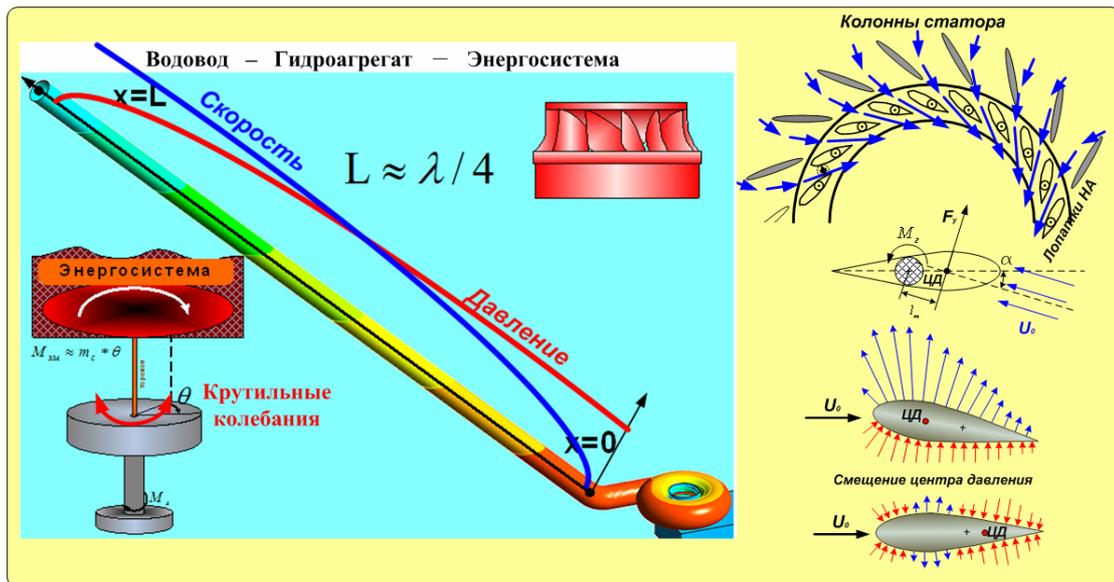


Рис.12 «Органые» автоколебания высоконапорной ГЭС.

Такая центровка лопаток приводит к положительной обратной связи, которая вызывает гидроупругие автоколебания. При возникновении таких колебаний, вращение гидроагрегата происходит неравномерно, на него накладываются крутильные колебания, сопровождающиеся колебательным движением всей массы воды в гидравлическом тракте. При этом происходят качание давления на входе в гидротурбину, вращательного момента, осевой нагрузки и качание лопаток направляющего аппарата. Это вызывает качание активной мощности, гидроудары, кавитацию и повышенную вибрацию.

В некотором положении лопатки НА не изменяют общую циркуляция потока. Центр давления профиля при таком безциркуляционном обтекании, как известно, смещается к задней кромке (рис.12). Положительная обратная связь исчезает, и гидроагрегат работает устойчиво.

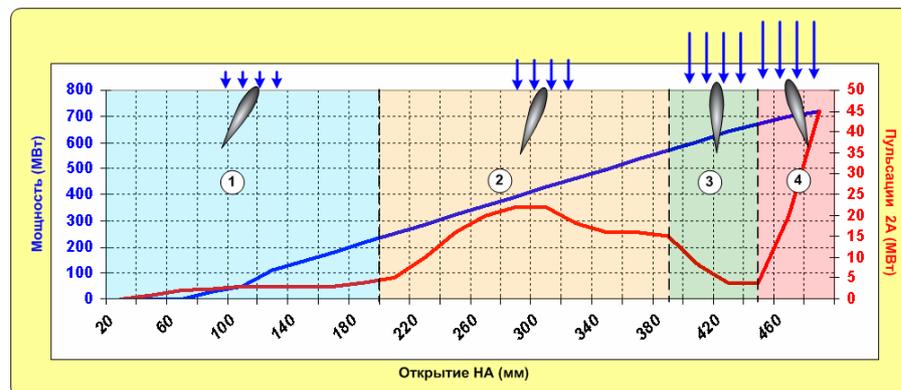


Рис.13 Зоны работы агрегата СШГЭС.

Если посмотреть на диаграмму зон работы агрегатов СШГЭС (рис.13), можно заметить следующее:

- В начале характеристики при малых скоростях потока автоколебаний нет, агрегат работает устойчиво (зона 1).
- При некоторой критической скорости потока возникают автоколебания. Работа в этой зоне не рекомендована (зона 2).
- Вблизи нулевого угла атаки лопаток НА автоколебания не возникают, здесь находится небольшая зона устойчивости (зона 3).
- При дальнейшем открытии НА автоколебания резко увеличиваются. Работа в этой зоне запрещена (зона 4).

Гипотеза гидроупругих колебаний позволяет объяснить, почему же гидродинамически подобная модель турбины прекрасно работает, а у реальных агрегатов ГЭС появляются пульсации потока и гидроудары. Почему в этих зонах снижается КПД, а за турбиной появляется мощный вихревой жгут.

Впервые с подобными явлениями столкнулись в авиации при изучении флаттера. Если в воздушной среде флаттер обычно приводит к уничтожению летательного аппарата, в воде нарастание автоколебаний ограничивают кавитация и гидроудары. Поэтому, в гидроэнергетике, эти явления не были столь большой проблемой. Если в авиации пришлось потратить массу усилий для изучения и предотвращения флаттера, в гидроэнергетике достаточно было ввести зоны «нерекомендованной» и «запрещённой» работы. И гидроагрегаты не разрушались десятилетиями. Вплоть до недавнего времени.

5. Развитие аварии по версии «Органных» автоколебаний.

«... 17.08.2009 в 8 ч. 13 мин. местного времени персонал, находившийся в машинном зале, услышал громкий хлопок в районе гидроагрегата № 2 и увидел выброс столба воды.» [Л1, стр. 82]

Основное внимание, при техническом расследовании аварии, было направлено не на анализ причин аварии, а на исследование повреждений деталей и узлов непосредственно приведших к ней. Поскольку, официальная версия объясняла всё вибрацией и шпильками, исследовались, главным образом, крепёжные шпильки. Многим специалистам хотелось бы видеть объективную информацию об аварии в открытом доступе. Профессионально составленный отчёт, содержащий тренды параметров ГА-2, описание повреждений деталей и узлов и другую важную техническую информацию. Это нужно, чтобы разобраться в причинах аварии и избежать новых катастроф. Мы же имеем официальную информацию, подобранную по совершенно иным критериям. Тем не менее, благодаря Интернету [Л12], можно попытаться восстановить недостающие факты, и предложить версию развития аварии, которая не противоречит законам физики.

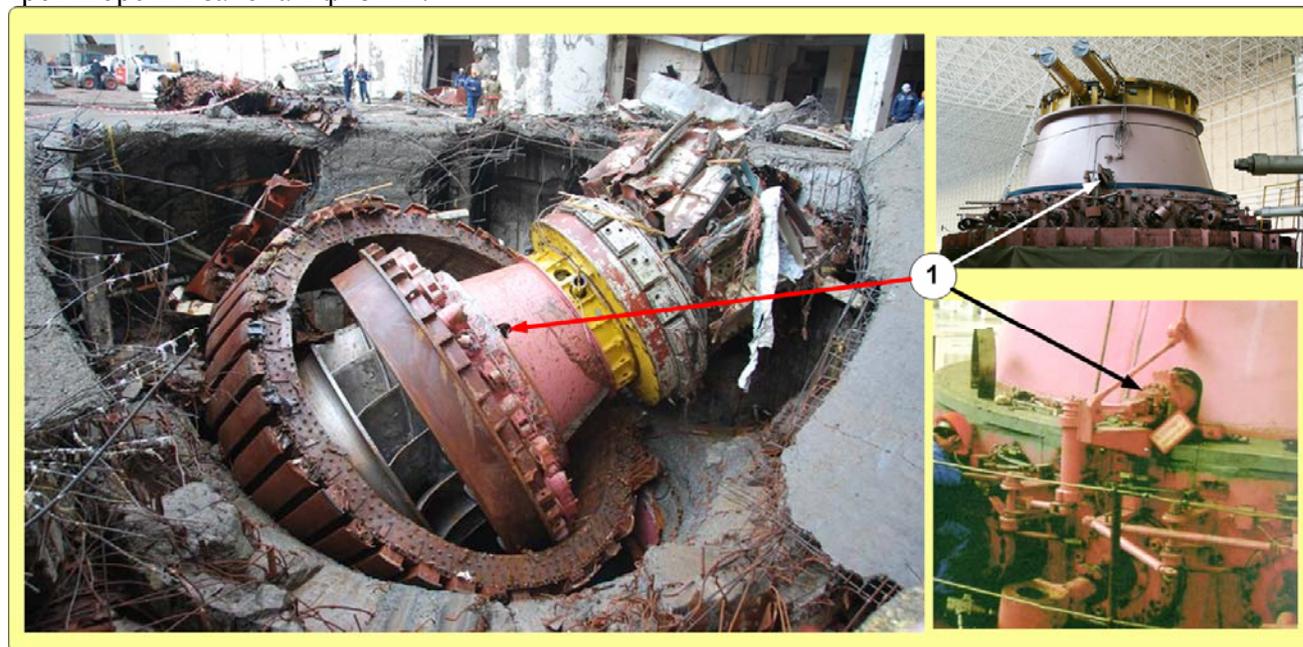


Рис.14

Первое, что бросается в глаза на фотографиях ГА-2 сразу после аварии, это разбитые бетонные конструкции, покорёженные спицы и оторванный ротор генератора (рис. 14). Но больше всего вопросов вызывает зияющее отверстие на месте промежуточного сервомотора (ПСМ). Отсутствует весьма массивная «железяка» - важнейший элемент гидравлической системы управления. Судя по фото, его крепёж не вырван, а как будто бы откручен.

Совершенно невероятно, что такие повреждения могли быть вызваны воздействием водяного потока, или ударами обломков после выброса агрегата.

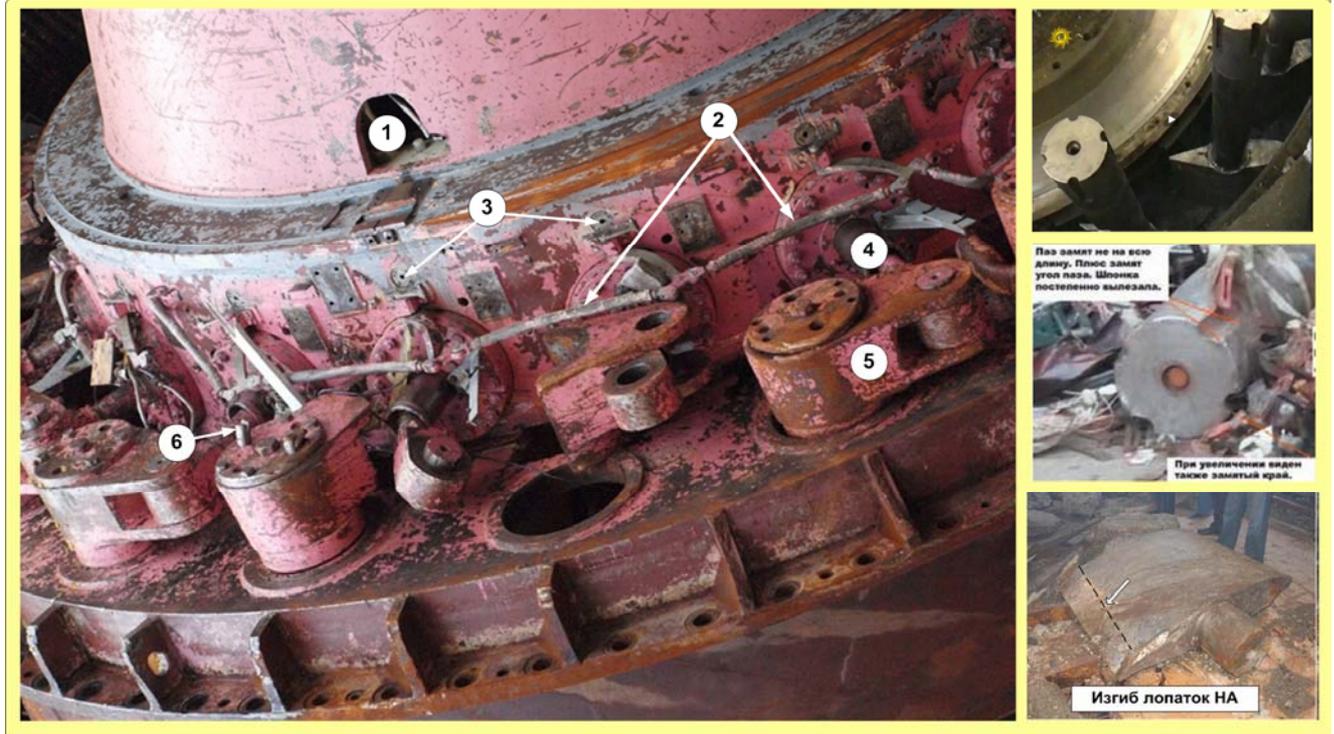


Рис.15

ПСМ (1) через систему тяг (2), образующих синхронизирующее кольцо, управляет побудительными золотниками индивидуальных сервомоторов (3). Перемещение поршня индивидуального сервомотора (4), отслеживающего положение кольца, преобразуется в поворот лопатки НА через рычаг (5). Вращательный момент с рычага на цапфу лопатки передаётся через четыре разрезные шпонки (6).

На всех рычагах шпонки частично или полностью вылезли, а пазы под шпонки разбиты. Судя по фото (рис.15), шпонки вылезали постепенно, пазы разбиты не на всю длину. Маловероятно, что это произошло после выброса агрегата. На каждую лопатку НА площадью около 1 кв. м. при выходе агрегата из шахты действовала сила давления потока более 200 т. Консоль лопатки должна была практически сразу обломать цапфу, после чего усилия на шпонках близки к нулю. Два рычага ближайšie к ПСМ сломаны, скорее всего, это вызвано вращательным моментом на лопатке.

Повреждения некоторых тяг, управляющих побудительными золотниками, и изгиб некоторых лопаток имеют, скорее всего, механический, а не гидравлический характер.

Такие повреждения механизма привода лопаток НА свидетельствует о значительных колебаниях лопаток перед аварией, сопровождавшихся огромными динамическими нагрузками. Наиболее вероятная причина этого - «Органые» автоколебаний аномальной амплитуды.

Как известно, в период среднего ремонта ГА-2, система управления лопатками НА была модернизирована. Согласно Акту, были выполнены следующие работы:

«демонтаж колонки ЭГР-10-7-2И и механизма обратной связи; монтаж колонки ЭГР-РО-6-1 (ПР ГА 040505.01).» [Л1, стр. 42]

«Настройка системы регулирования и системы управления индивидуальными сервомоторами согласно инструкциям 2143536 ТО ,2142511 ТО ... установка новых датчиков положения стопора ПСМ; замена вращающего механизма обратной связи.» [Л1, стр. 46]

17.08.2009 г. модернизированная система управления находилась в опытной эксплуатации. *«Комиссия приняла решение: - ввести в опытную эксплуатацию»*

электрогидравлическую колонку управления ЭГК-РО-6-1 ГА 2 СШГЭС на период с 16.03.2009 г. по 16.09.2009 г.» [Л1, стр. 49]

Ни общим временем нахождения в зоне «2», ни числом переходов этой зоны ГА-2 не выделялся [Л1, стр. 73]. **Существенным отличием ГА-2 от остальных агрегатов СШГЭС была модернизированная система управления индивидуальным приводом лопаток НА.** При подобной модернизации неизбежно происходит изменение её запаса устойчивости. Динамическая неустойчивость системы **водовод-гидроагрегат-энергосистема**, изначально обусловленная центровкой лопаток, усугубляется. «Органые» гидроупругие колебания науке пока не известны. Проверка и настройка микропроцессорной гидромеханической системы управления выполняется согласно действующим нормативным документам. Испытаний на динамическую устойчивость системы **водовод-гидроагрегат-энергосистема** такие документы не предусматривают.

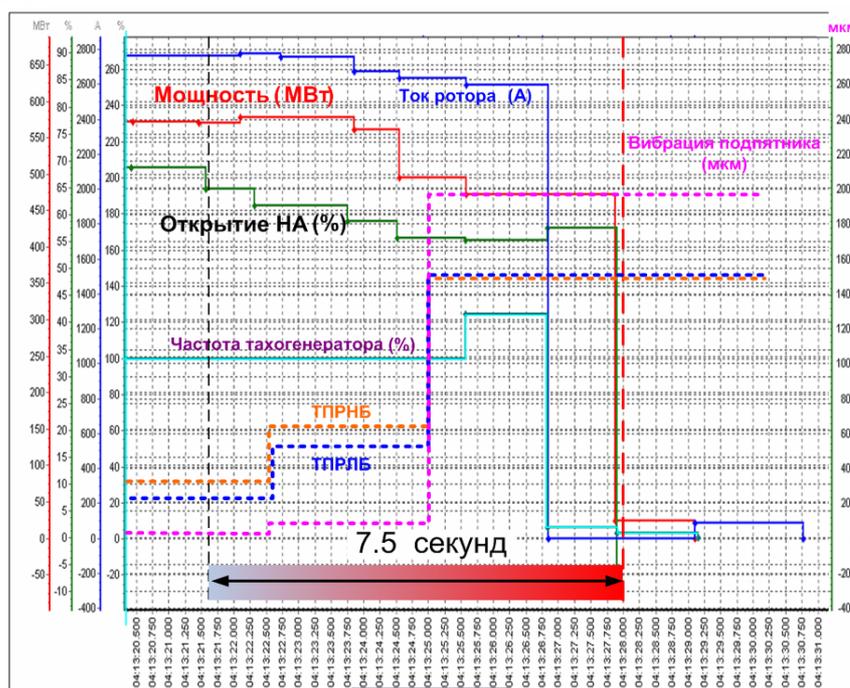


Рис.16 Ход аварии.

Далее события развивались примерно по следующему сценарию:

- Пульсации при прохождении зоны «2» увеличились, зона неустойчивости расширилась. (Частота «Органых» автоколебаний СШГЭС примерно 1.5 Гц).
- Повышенные динамические нагрузки постепенно разбивали гидромеханическую систему индивидуального привода и крепление промежуточного сервомотора. Появлялись люфты. Ударные нагрузки разбивали шпоночные соединения лопаток.
- Динамическая жёсткость гидромеханического привода снижалась. «Органые» автоколебания возрастали, сопутствующие им гидроудары разрушали шпильки.
- **17.08.2009 08.13.21** при очередном закрытии НА, происходит разрушение привода. Лопатки становятся неуправляемыми.
- Амплитуда «Органых» автоколебаний экспоненциально растёт. Аномальные колебания лопаток приводят к аномальным колебаниям воды в гидравлическом тракте, сопровождающимися мощными обратными гидроударами по РК и крышке турбины.
- Резко увеличивается вибрация. На вращение гидроагрегата накладываются значительные крутильные колебания, активная мощность пульсирует, канал тахогенератора сбоят.
- После очередного гидроудара последние шпильки обрываются. Путь воде открыт.

- **17.08.2009 08.13.28** «Под воздействием давления воды в гидроагрегате ротор гидроагрегата с крышкой турбины и верхней крестовиной начал движение вверх и, вследствие разгерметизации, вода начала заполнять объем шахты турбины, воздействуя на элементы генератора...»
- Пульсирующий поток врывается на станцию ...

Заключение.

Несомненно, что в этой статье слишком много догадок и непроверенных фактов. Но едва ли это свидетельствует только о недостатках автора. Гораздо больше вопросов и недоумений вызывает Эзопов стиль официальных документов [Л1, Л2].

Несомненно, и то, что расследование причин этой аварии является важнейшей научно-технической задачей не только для гидроэнергетики России. Следовало бы организовать серьёзную исследовательскую работу, направленную на изучение механизмов аварии и повышение надёжности и безопасности гидроэнергетики. Пересмотреть нормативную базу, регламентирующую контроль высоконапорных гидроагрегатов. Результаты исследований должны быть в открытом доступе, они должны быть учтены при проектировании новых ГЭС и модернизации существующих, войти в учебники и курсы лекций...

С момента Саяно-Шушенской катастрофы прошло уже больше года. Причины аварии не выяснены, но проблемы как бы не существует. Она сведена к непрочным шпилькам и повышенной вибрации. Задачи организаций, ответственных за государственную научно-техническую политику, пытаются решать отдельные энтузиасты. Все мероприятия по повышению безопасности ГЭС, по существу, ограничиваются утолщением шпилек и увеличением числа датчиков. Результаты такой политики достаточно очевидны...

Ссылки *

1. Акт технического расследования причин аварии, произошедшей 17 августа 2009 года в филиале Открытого Акционерного Общества «РусГидро» – «Саяно-Шушенская ГЭС имени П. С. Непорожного
2. Итоговый доклад парламентской комиссии по расследованию обстоятельств, связанных с возникновением чрезвычайной ситуации техногенного характера на СаяноШушенской ГЭС 17 августа 2009 года.
3. Брызгалов В. И. Из опыта создания и освоения Красноярской и Саяно-Шушенской гидроэлектростанций.
4. В.Х. Арх, В.Л. Окулов, И.М. Пылев. Неустойчивость напорных систем гидроэнергоблоков.
5. Лобановский Ю.И. Технические причины катастрофы на Саяно-Шушенской ГЭС.
6. Лобановский Ю.И. Критерий возбуждения гидроакустических автоколебаний напорной системы
7. Башнин О.И. Об интерпретации событий на Саяно-Шушенской ГЭС.
8. Башнин О.И. О гидроакустическом резонансе и причинах пульсации давления в водоводах Саяно-Шушенской ГЭС.
9. Ключач А.А. Авария на СШГЭС. Вибрации. Эксплуатация. Особое мнение.
10. Тарасов В.Н. Вибрация и динамическая устойчивость гидроагрегата.
11. Тарасов В.Н. Проблемы динамической устойчивости гидроагрегата. Семинар ЦАГИ 8.12.2009.
12. Форум drom.ru, // <http://forums.drom.ru>

**Статья базируется на открытой информации, размещённой в Интернете*