

ТЕХНИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ АВАРИИ НА ВТОРОМ АГРЕГАТЕ САЯНО-ШУШЕНСКОЙ ГЭС

В.В.Берлин к.т.н., О.А.Муравьев д.т.н.

Московский государственный строительный университет, ООО "Белый уголь"

В статье рассматриваются условия протекания гидромеханических процессов непосредственно перед началом и в процессе аварии на втором агрегате СШГЭС.

Начиная с 2002 г. СШГЭС привлекается к вторичному регулированию частоты в энергосистеме и перетоков мощности. Сигнал на изменение мощности ГЭС поступает из ОДУ "Сибири" на групповой регулятор активной мощности (ГРАМ) СШГЭС и далее на индивидуальные регуляторы скорости гидротурбин, управляющие изменением активной мощности через изменение расхода.

Алгоритм работы системы регулирования активной мощности разработан в соответствии с особенностью характеристик турбин СШГЭС. Он учитывает, что в области средних мощностей любая РО турбина имеет повышенные пульсации давления в проточной части, сопровождаемые вибрациями узлов агрегата (зона II на рис. 1). Это обусловлено повышенной циркуляцией потока на выходе из рабочего колеса, наличием низкочастотного жгута в отсасывающей трубе, другими нестационарностями вследствие низкого КПД турбины при достаточно больших расходах.

Область с повышенными пульсациями давления ограничивает слева основной регулировочный диапазон турбины - зону III (см. рис. 1), который при расчетном напоре турбин 194 м находится в пределах от 490 до 640 МВт и с ростом напора уменьшается. (Перед аварией 17.08 при напоре 212 м он составлял всего 70 МВт – от 570 до 640 МВт.)

Для расширения маневренных возможностей станции в качестве рабочей была задействована зона I мощностей от 0 до 265 МВт. Перевод агрегатов из рабочей зоны III в зону I выполнялся поочередно в соответствии с принятой системой приоритетов. Каждому агрегату присваивалось определенное значение приоритета от 1 до 10. При исчерпании станцией регулировочного диапазона на разгрузку в зону I переводился агрегат с наибольшим приоритетом из работающих в зоне III. Соответственно, при исчерпании регулировочного диапазона на загрузку агрегат с наименьшим приоритетом из работающих в зоне I переводился в зону III.

Таким образом включение зоны I в рабочие режимы под управлением ГРАМ увеличило количество переходов агрегатов через зону II при регулировании нагрузки. Ранее переходы происходили только при пусках и остановках. Увеличению количества переходов через зону II способствовала также эксплуатация части агрегатов на индивидуальном автоматическом регулировании, что уменьшало регулировочный диапазон ГЭС.

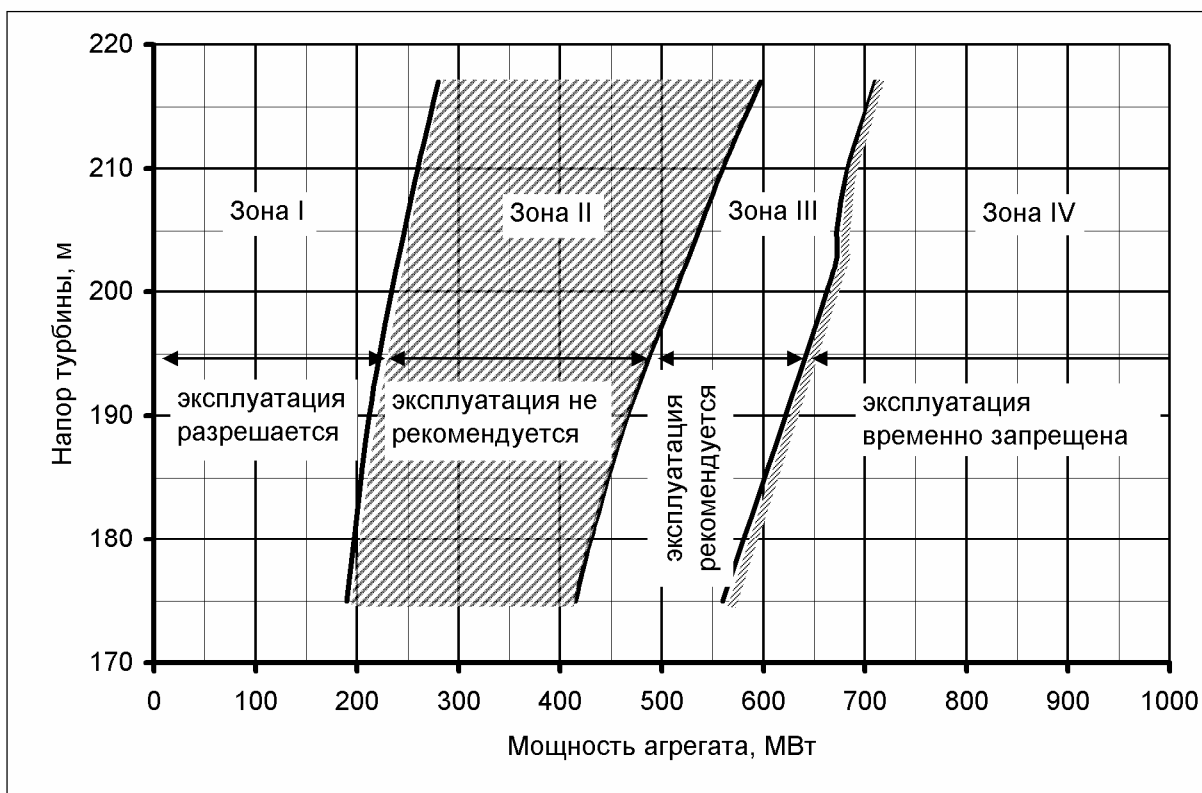


Рис. 1. Эксплуатационная характеристика гидроагрегата с турбиной P0230/833-B-677

В период, предшествующий аварии, на СШГЭС работали 9 агрегатов (кроме ГА6, который был в ремонте). В соответствии с заданием дежурного начальника смены имела место следующая схема управления: агрегаты ГА1, ГА2, ГА4, ГА5, ГА7, ГА9 были включены в систему группового регулирования активной мощности ГРАМ; агрегаты ГА3, ГА8 и ГА10 работали на индивидуальном автоматическом управлении.

Из шести агрегатов под управлением ГРАМ пять находились в рабочей зоне высоких мощностей и один - в зоне низких мощностей. Из трех агрегатов на индивидуальном управлении два находились в рабочей зоне высоких мощностей и один – в зоне низких мощностей (агрегат ГА10 не мог по технологическим ограничениям нести нагрузку более 210 МВт). Общее распределение нагрузки между агрегатами и их приоритеты показаны в табл. 1.

Таблица 1 – Условия работы агрегатов СШГЭС перед аварией

Агрегаты	ГА1	ГА2	ГА3	ГА4	ГА5	ГА6	ГА7	ГА8	ГА9	ГА10
Управление	ГРАМ	ГРАМ	Инд	ГРАМ	ГРАМ	-	ГРАМ	Инд	ГРАМ	Инд
Приоритет	4	7	-	2	1	-	9	-	6	-
Зона работы	III	III	III	III	III	-	I	III	III	I

17 августа имела место повышенная интенсивность регулирования СШ ГЭС, которая была связана с отключением Братской ГЭС от режима АРЧМ. Начиная с 23 часов 16 августа 2009 г. агрегат ГА2, имея 7-ой приоритет, три раза переходил из зоны I в зону III и обратно. При последнем переходе произошла авария.

Непосредственно перед аварией по заданию АРЧМ станция стала разгружаться. В 8:13:20 агрегаты, работавшие в ГРАМ, достигли нижней границы зоны III - 575 МВт. Диапазон на разгрузку был исчерпан и в 8:13:20,5 агрегат ГА2, имеющий наибольший приоритет из работающих в зоне III, начал плановый переход из зоны III в зону I.

Ниже показана последовательность зафиксированных аварийных событий и реакция на них системы регулирования.

В 8:13:20.500 на ГА2 промежуточный сервомотор начал закрываться со средней скоростью 3,3 %/с, следуя за сигналом группового задания (рис. 2).

В 8:13:22.000 сервомоторы НА начали движение на закрытие, мощность изменялась с характерным обратным забросом (временное повышение с пиком в 8:13:23), являющимся следствием повышения давления в водоводе при закрытии НА.

В 8:13:23.859 на входе регулятора турбины пропал сигнал от ГРАМ «Режим ГРУППА». Это была первая реакция системы регулирования на аварийную ситуацию. В результате регулятор турбины перешел в режим "Мощность" и зафиксировал открытие промежуточного сервомотора 55%. В этот момент мощность равнялась 528 МВт, частота вращения была равна номинальной.

В 8:13:25.199 датчики вертикальных вибраций показали движение агрегата вверх и зашкалили.

В 8:13:25.200 при мощности 480 МВт отключился генераторный выключатель.

В 8:13:25.555 сигнал тахогенератора показал резкий рост частоты вращения до 125%, в то время, когда частота вращения, измеренная по напряжению генератора осталась на уровне 100%. По инерционным характеристикам ротор генератора массой 916 т не может увеличить частоту вращения до 125% за 0,5 с. Очевидно сигнал 125% был ложным и появился из-за отказа тахогенератора в результате вертикального перемещения агрегата. Еще через 1 с тахогенератор показывает уже 5%, что говорит о его выходе из строя.

В 8:13:25.650 регулятор турбины, обрабатывая ложный сигнал 125%, перешел в режим «Частота».

В 8:13:25.750, обрабатывая ложный сигнал тахогенератора 5%, регулятор стал открывать промежуточный сервомотор.

В 8:13:26.000 началось резкое снижение мощности вследствие отключения генератора от энергосистемы и подъема ротора.

В 8:13:27.250 произошел обрыв сигнала положения направляющего аппарата

В 8:13:29 произошло разрушение системы регулирования агрегатного уровня.

Анализируя последовательность действий системы регулирования ГА2 можно констатировать ее корректную реакцию на поступающие сигналы. Однако регулятор турбины не мог предотвратить развитие подобной аварии, поскольку он управляет лопатками направляющего аппарата, а они в данных условиях не могли выполнять свои функции, так как были подняты вместе с турбиной, освободив перекрываемый канал поступления воды. Единственным устройством, которое могло прекратить развитие аварии, является аварийно-ремонтный затвор водоприемника, однако он не был задействован на подобный случай не только автоматически, но и по сигналу дежурного начальника смены.

Что же послужило толчком к началу аварии, выразившимся в разрушении шпилек крепления крышки турбины? Было ли это нештатное воздействие со стороны гидравлической и электрической систем агрегата или причиной стала высокая

интенсивность штатно протекающих переходных процессов агрегата ГА2 (6 переходов через зону II в течение 8-ми часов) на фоне развитых усталостных трещин в материале шпилек.

Одним из таких факторов мог бы стать гидравлический удар в напорном водоводе или обратный удар в отсасывающей трубе из-за разрыва сплошности потока под рабочим колесом турбины. Величина гидроудара в водоводе определяется скоростью закрытия направляющего аппарата, разрыв сплошности потока у РО турбин возникает при очень быстром закрытии НА.

На рис. 2 и рис. 3 представлены зафиксированные АСУ ТП сигналы ГРАМ и регулятора турбины в виде трендов переходных процессов при предпоследнем и последнем проходе агрегата ГА2 через зону II. На рис. 2 показано изменение мощности, частоты вращения и положения промежуточного сервомотора, управляющего главными золотниками индивидуальных сервомоторов направляющего аппарата. На рис. 3 показано изменение мощности, положения промежуточного сервомотора и сервомоторов НА.

Сравнение показывает:

- средние скорости закрытия промежуточного сервомотора и сервомоторов НА в первые 4 с переходного процесса в последнем (аварийном) переходном процессе ниже, чем в предпоследнем;

- в последнем (аварийном) проходе имело место запаздывание максимального обратного заброса мощности 2,5 с начала закрытия лопаток НА и запаздывание 3 с относительно начала закрытия промежуточного сервомотора, в предпоследнем проходе указанные запаздывания были существенно меньше и составляли 0,5 с и 1 с соответственно.

Таким образом, интенсивность изменения расхода при последнем проходе была даже ниже, чем в предыдущих, и не могла вызвать ни повышенного гидроудара в водоводах, ни разрыва сплошности потока под рабочим колесом турбины. То есть проход через зону II проходил в обычном режиме.

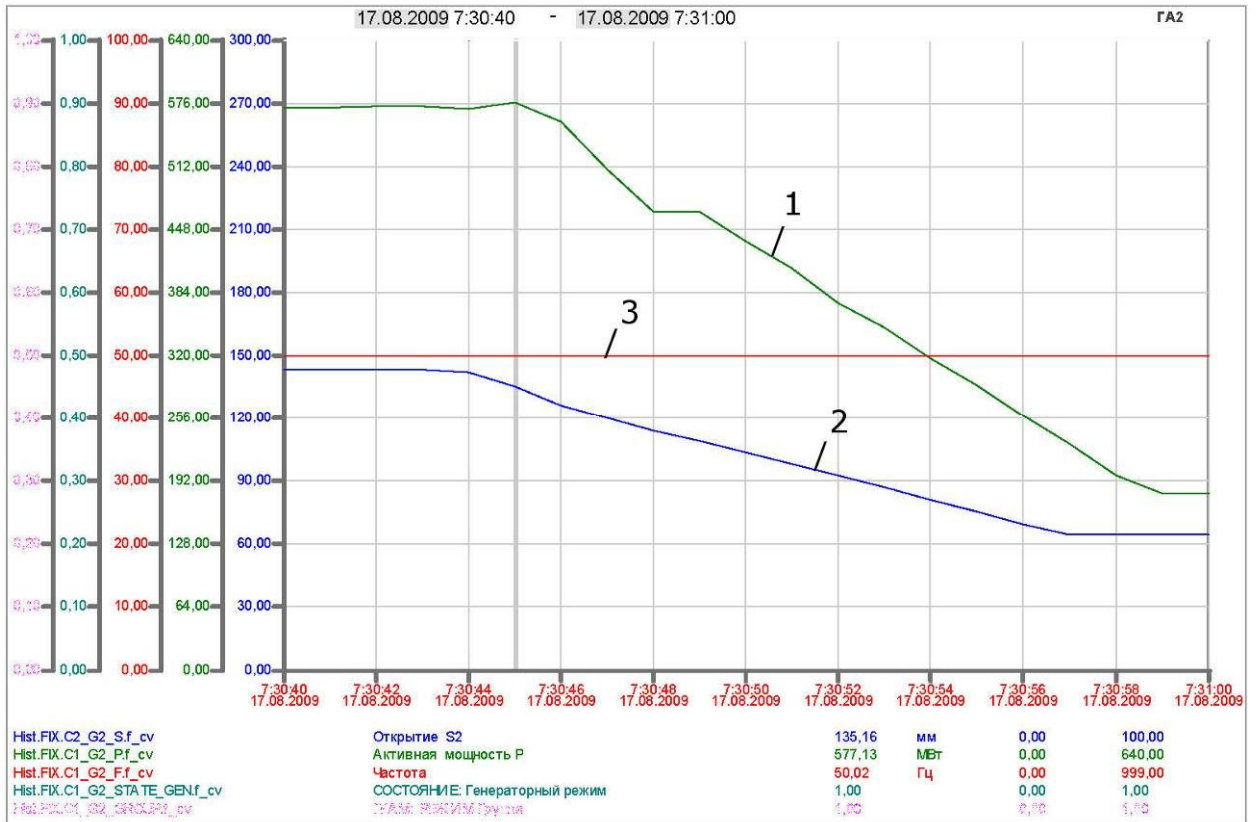
Что касается повышенных пульсаций и вибраций, то они имели место и отмечались во всех подобных процессах. Существенный рост вибраций турбинного подшипника при прохождении зоны II в процессе разгрузки 01.08.2009 г. хорошо виден на рис. 4. Непосредственно перед аварией вибрации турбинного подшипника достигали 1600 мкм, что на порядок больше допустимых [1].

Подводя промежуточные итоги можно констатировать следующее:

На основании анализа трендов процессов, зафиксированных АСУ ТП, можно констатировать следующее:

- закрытие направляющего аппарата турбины началось в 8:13:22;
- движение частей агрегата вверх после разрыва шпилек зафиксировано 8:13:25.200;
- разрыв шпилек произошел между 8:13:22 и 8:13:25 при штатно протекающем процессе закрытия, постоянной частоте вращения агрегата и сравнительно малом повышении давления 14-15 м, характерном для такой скорости закрытия НА;
- до 8:13:25.200 агрегат оставался в сети, и не было условий для изменения его частоты вращения; приборы не зарегистрировали в этот период никаких нештатных электрических или механических сигналов кроме повышенных вибраций турбинного подшипника, которые наблюдались задолго до аварии.

а)



б)

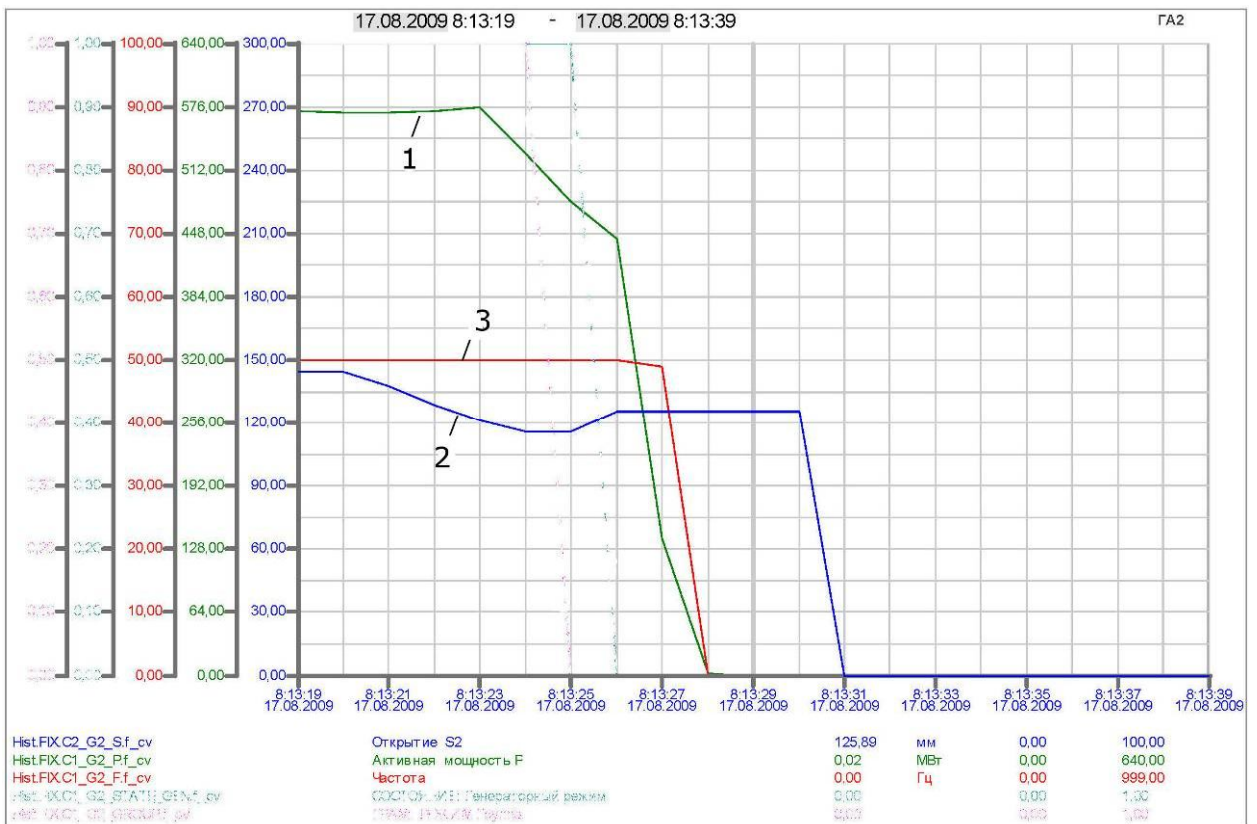


Рис. 2. Предпоследний (а) и последний (б) проходы агрегата ГА2 через зону II
 1 – активная мощность, 2 – положение штока промежуточного сервомотора, 3 – частота вращения по датчику напряжения

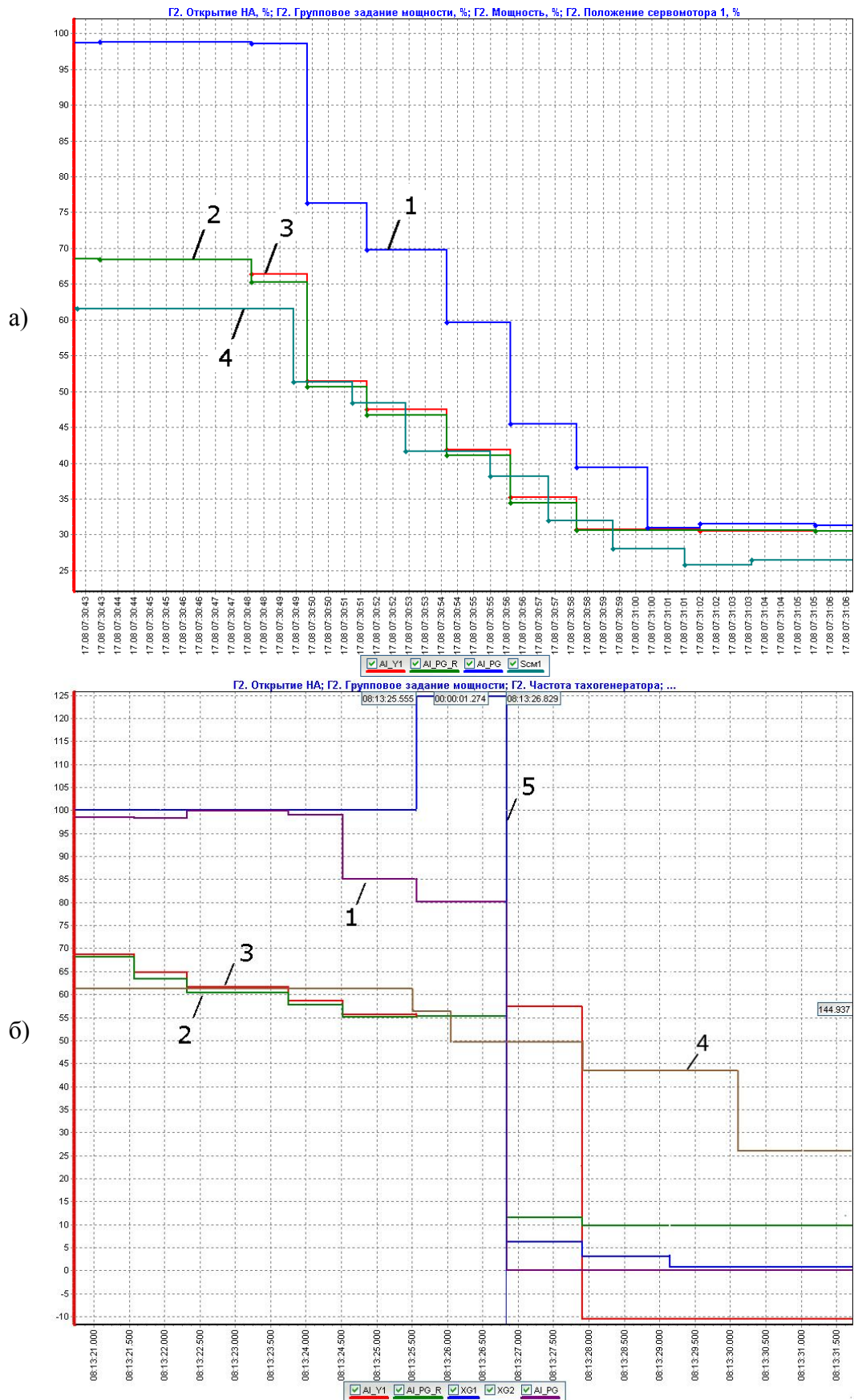


Рис. 3. Предпоследний (а) и последний (б) проходы агрегата ГА2 через зону П
 1 – активная мощность, 2 – выходной сигнал ГРАМ, 3 – положение штока промежуточного сервомотора, 4 – положение штока индивидуального сервомотора лопатки направляющего аппарата, 5 – частота вращения по тахогенератору

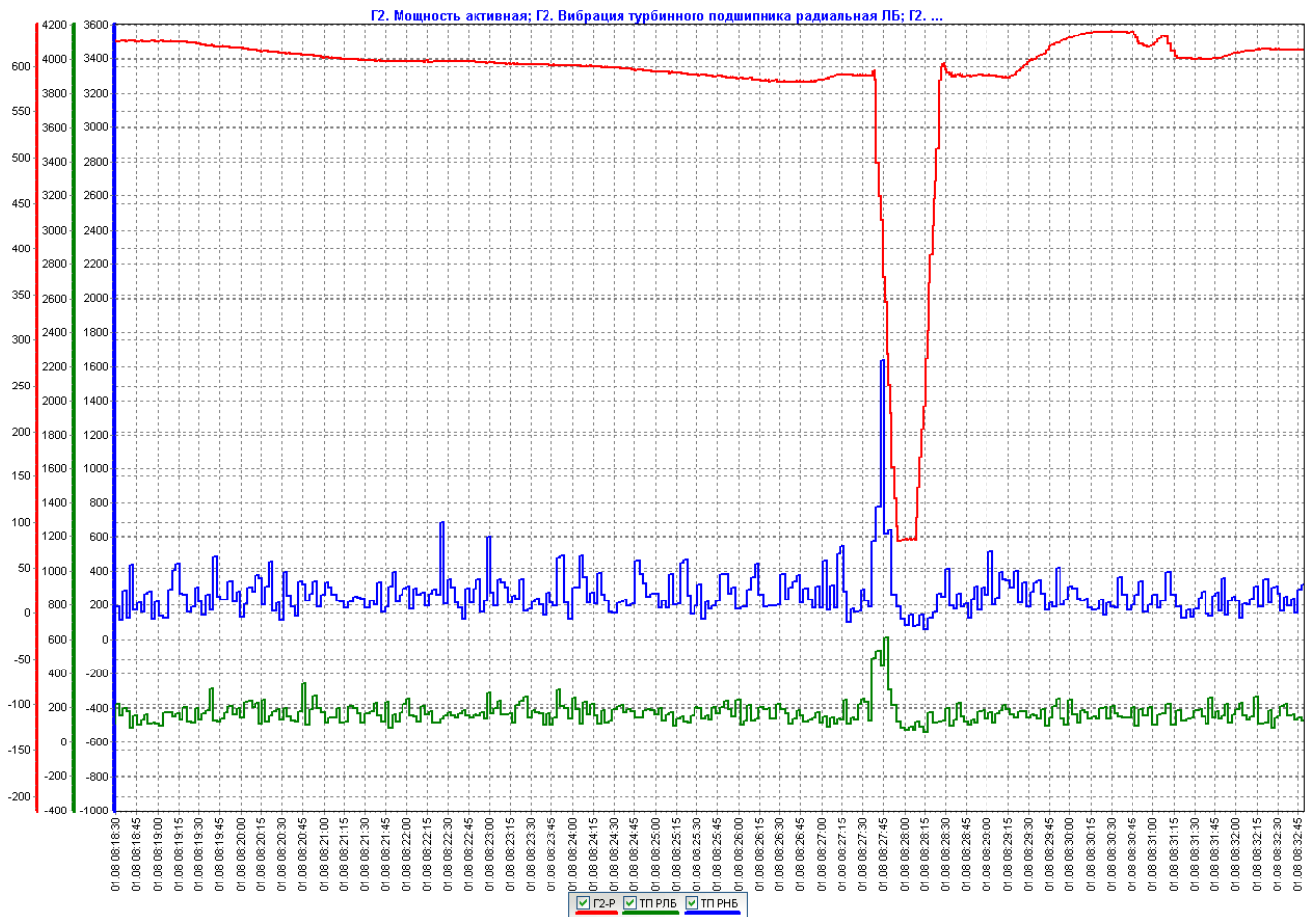


Рис. 4. Вибрации турбинного подшипника при работе агрегата ГА2 под нагрузкой и при переходе через зону II

Гидрогенератор СШГЭС зонтичного типа с опорой подпятника на коническую опору и крышку турбины, которая представляет собой оребренную кольцевую конструкцию, перекрывающую турбинную шахту. Крышка крепится фланцевым соединением к верхнему кольцу статора турбины с помощью 80-ти шпилек диаметром 80 мм.

Разрушение шпилек началось в самом начале закрытия турбины в результате штатного гидроудара и повышенных пульсаций давления, характерных для зоны II. Толчком к началу аварии могло послужить увеличение внутреннего давления под крышкой турбины на 14 м как результат начавшегося закрытия направляющего аппарата, а также импульс пульсаций давления 15 – 22 м при вхождении в режимную зону II.

Обрыв крышки произошел через 3,8...4 с после начала движения направляющего аппарата на закрытие при давлении с учетом гидроудара 233 м. При этом имел место следующий баланс действующих сил (табл. 2 и 3):

- сила давления воды на периферическую кольцевую часть крышки (площадь $30,2 \text{ м}^2$) $233 \text{ тс/м}^2 \times 30,2 \text{ м}^2 = 7\,037$ тонн или 69,03 МН;
- суммарный вес частей агрегата, опирающихся на крышку турбины 1 687 тонн;
- направленная вниз осевая гидравлическая сила на рабочем колесе - 443 тонны (максимальная гидравлическая сила при полном открытии направляющего аппарата составляет, согласно паспорту турбины, 852 тонны, при фактическом открытии НА 63% - приблизительно 443 тонны).

Таблица 2 - Нагрузки, действовавшие на крышку турбины в момент обрыва шпилек и при начале движения

№№	Нагрузки, действующие на крышку турбины	Сила, тонн
1	Осевая сила на крышку турбины, направлена вниз	+ 2 130*
2	Сила от давления воды 233 м на периферийную кольцевую часть крышки турбины между статором турбины и верхним ободом рабочего колеса площадью 30,2 м ² , направлена вверх	- 7 037
3	Составляющая от пульсаций давления в отсасывающей трубе ±15 м, действующая снизу на площадь рабочего колеса 35,98 м ²	± 540
	Равнодействующая осевых сил на крышку турбины в момент обрыва шпилек, направлена вверх	- 5 447
	Равнодействующая осевых сил на крышку турбины (-5277 + 540 тонн) в момент начала движения крышки, направлена вверх	- 4 907

* знак “+” относится к силам, направленным вниз, знак “-“ к силам, направленным вверх

Таблица 3 - Нагрузки от веса узлов агрегата, опирающихся на крышку турбины, и от гидравлического осевого усилия на рабочее колесо

№№	Наименование узла	Вес, тонн
1	Ротор генератора	912
2	Вал	92
3	Подпятник с опорой	119
4	Турбинный подшипник	31
5	Крышка турбины с направляющим аппаратом	379
6	Рабочее колесо турбины	154
	Итого вес узлов агрегата	1 687
	Гидравлическое осевое усилие, действующее на рабочее колесо сверху вниз при открытии направляющих лопаток 63%	443
	Результирующая осевая сила на крышку турбины, направлена вниз	2 130

Равнодействующая сил, действовавших на крышку, составила $7037 - 1687 - 443 = 4907$ тонн. Кроме того, на крышку периодически действовала направленная вверх сила 540 тонн от пульсационной составляющей давления 15 м вод ст. Максимальное значение с учетом пульсационной компоненты составило $4907 + 540 = 5447$ тонн или 53,44 МН.

У шпилек номинала D80 внутренний диаметр с учетом резьбы составляет 75,67 мм. Площадь поперечного сечения одной шпильки $F_1 = 0,004495$ м². Так как 6 шпилек были без гаек и, следовательно, не работали, то суммарная площадь номинальных поперечных сечений остальных 74 шпилек составила $74F_1 = 0,3326$ м². Потеря доли поперечного сечения вследствие усталостного износа по данным ЦНИИТМАШ составила в среднем 64,9%, оставив в рабочем состоянии 35,1%. То есть на разрыв работала площадь $0,3326 \times 0,351 = 0,11675$ м².

Предел текучести для шпилек из стали 35 составляет, согласно стандарту 2800 кг/см² или 274 МПа, предел прочности на разрыв 5400 кг/см² или 530 МПа. При равномерном восприятии нагрузки 5 447 тонн (53,44 МН) напряжения на разрыв составили бы 4665 кг/см² или 457 МПа (без учета усилий натяга). При таких напряжениях здоровый металл течет, а поврежденный трещинами – рвется.

Следует также учесть, что нагрузка воспринималась неравномерно из-за того, что 6 шпилек не работали вообще, а у ряда других несущая способность из-за усталостного излома была потеряна на 80% и более. Точнее, из 49 найденных и исследованных шпилек 6 не работали, а из остальных 43-х потеряли более 80% несущей способности 12 шпилек, из них 8 потеряли 95-98% прочности.

На некоторых участках фланцевого кольца группы шпилек были изношены намного больше, чем на других участках. Группа №№ 43, 44, 47, 48, 53, 54 (шпильки с пропущенными номерами не найдены), группа №№ 31, 32, 33, 34, группа №№ 18, 19, 20 и группа 62, 64, 65 были ослаблены больше других.

Разрушение металлов от усталости происходит внезапно. Одна из таких групп, потерявших большую часть несущей способности, могла разрушиться первой, после чего на соседние шпильки стали действовать не только растягивающие усилия, но и изгибающий момент, что повлекло цепную реакцию разрушения крепежа.

После обрыва крышки началось ускоренное движение всей конструкции вверх под действием равнодействующей силы 4 907 тонн. Расчеты первого приближения показали, как поднимется конструкция за первую половину секунды (рис. 5, табл. 4).

Таблица 4 – Подъем крышки турбины за первую половину секунды после обрыва

Время, с	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Подъем, м	0,28	0,85	1,53	2,43	3,48

В процессе движения агрегата вверх крышка турбины вместе с рабочим колесом и направляющим аппаратом за 0,4 с вышли вверх из турбинной камеры. Закрученный поток из спиральной камеры разделился на две части. Основная часть потока направилась непосредственно в отсасывающую трубу и, далее, в НБ, другая часть следовала по турбинной шахте за движущейся вверх конструкцией.

При выходе рабочего колеса и лопаток НА выше отметки верха статора турбины водовод начал работать в режиме напорного водосброса. Произошло уменьшение сопротивления и как следствие - резкое увеличение пропускной способности в узле турбины, что привело к отрицательному гидроудару и понижению давления в подводящем водоводе, спиральной камере, полости под крышкой турбины и увеличению давления в отсасывающей трубе. По предварительным оценкам приведенный расход турбины увеличился примерно вдвое по сравнению с максимальным расчетным. Расчет переходного процесса увеличения расхода показал, что давление в камере рабочего колеса при этом снизилось - за 0,1 с от 233 до 117 м, за 0,2 с – до 84 м, за 0,3 с – до 65 м (рис. 5).

Подброс агрегата в пределах шахты турбины длился не более 1,5 с. После подъема турбины на 2 м давление в турбинной камере стало действовать на рабочее колесо снизу. То есть фактически передалось на всю площадь крышки турбины. Крышка турбины и рабочее колесо под ней представляли собой поршень, с ускорением перемещающийся под действием давления воды. Через 0,4 с после обрыва сила давления воды на крышку и рабочее колесо составила $84 \text{ тс/м}^2 \times 60,2 \text{ м}^2 = 5 057 \text{ тонн}$ или 49,6 МН.

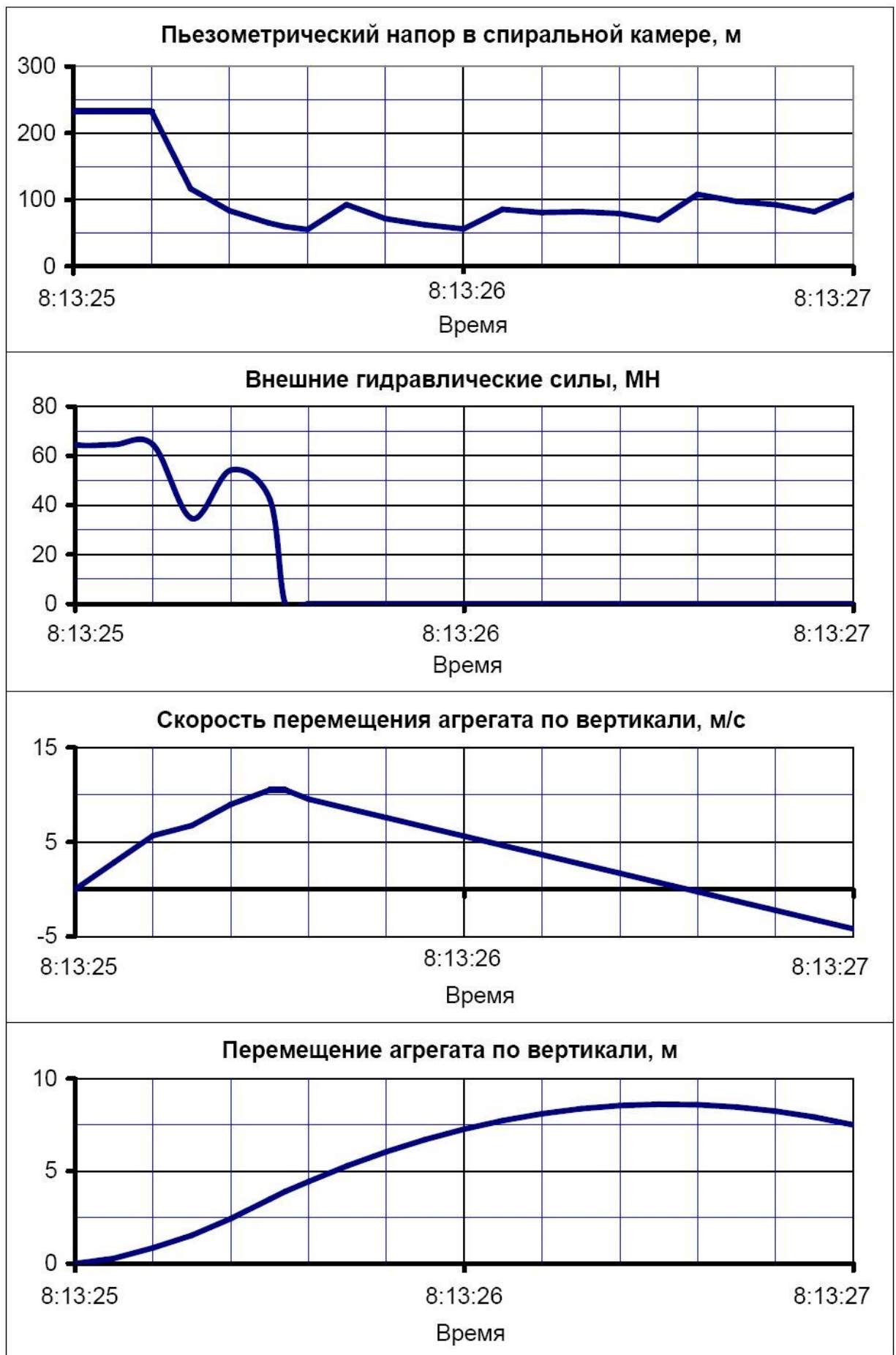


Рис. 5. Характеристики движения конструкции после отрыва крышки

Таблица 5 - Нагрузки, действующие на крышку турбины при развитии аварии

№№	Нагрузки, действующие на крышку турбины	Сила, тонн	
		Через 0,4 с после обрыва	Через 0,5 с после обрыва
1	Осевая сила на крышку турбины, направленная вниз	+ 1 687	+ 1 687
2	Осевая сила от давления воды на всю площадь крышки турбины 60,2 м ²	- 5 057	-3 913
	Равнодействующая осевая сила на крышку турбины, направлена вверх	- 3 370	-2 226

Итак, равнодействующая всех сил, действовавших на крышку турбины, была направлена вверх и составляла:

- при ее обрыве 5 277 тонн;
- в момент начала движения крышки 4 737 тонн;
- при движении через 0,4 с после обрыва – 3 370 тонн (табл. 5);
- при движении через 0,5 с после обрыва – 2 226 тонн (табл. 5).

Действие внешних сил на конструкцию продолжалось в течение 0,4...0,5 с, пока рабочее колесо не поднялось на высоту 3...3,5 м (рис. 5), после чего этап разгона закончился. Конструкция перешла в свободный полет с начальной скоростью около 10 м/с. Расчеты показывают, что при действии внешней силы в продолжение 0,5 с высота подъема составляет 8...9 м и возрастает до 11 м с увеличением продолжительности действия импульса до 0,6 с. Общее время движения конструкции от обрыва до падения составило около 3 с.

Во время подъема и последующего падения произошло разрушение конструкции агрегата. Через образовавшееся в шахте турбины отверстие, частично перекрытое турбиной, в машзал начал поступать высокоскоростной поток.

Выводы: Аварию второго агрегата можно разделить на три этапа: разрушение шпилек крепления крышки турбины к верхнему кольцу статора турбины; вертикальный подброс крышки турбины и частей агрегата и их падение в кратер генератора; разрушение строительных конструкций и оборудования ГЭС высокоскоростным потоком из верхнего бьефа, поступающим в машзал через шахту турбины.

Для разрушения шпилек, ослабленных усталостными напряжениями, было достаточно статической составляющей давления на периферическую область крышки турбины, штатного гидроудара 14-15 м при закрытии турбины в процессе перехода из зоны III в зону I и повышенных пульсаций давления $\pm 15...22$ м, имевших место в зоне II.

Импульс силы давления воды, приложенный к периферической части крышки турбины и к рабочему колесу после его подъема и выхода из турбинной камеры, оказался вполне достаточным, чтобы подбросить конструкцию на высоту 8 – 10 м.

Литература

1. Л.А.Владиславлев. Вибрации гидроагрегатов электрических станций. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Энергия, 1972.