



## ДИСКУССИИ

МИЩЕНКО Б.И., инженер-гидромеханик, Укрэнергопроект

# ПРИЧИНЫ АВАРИИ НА САЯНО-ШУШЕНСКОЙ ГЭС, ВЫТЕКАЮЩИЕ ИЗ АНАЛИЗА АКТА ТЕХНИЧЕСКОГО РАССЛЕДОВАНИЯ

**У**ровень надежности гидроэнергетического оборудования ГЭС (ГАЭС) зависит, в основном, от следующих факторов:

- уровня совершенства конструкций узлов, механизмов и систем, в совокупности представляющих гидроагрегат;
- степени соответствия характеристик гидроагрегата заданным значениям;
- условий эксплуатации, определяемых техническим руководством ГЭС (ГАЭС);
- режимов эксплуатации, определяемых энергосистемой.

В анализе Акта технического расследования аварии на Саяно-Шушенской ГЭС (С-Ш ГЭС) приводятся причины обрыва крышки турбины, повлекшие затопление здания ГЭС.

Основной причиной возникновения аварии на агрегате № 2 являются ошибочные решения как по применению заведомо ненадежных узлов, особенно применительно к уникальным по мощности гидротурбинам (ГТ) Саяно-Шушенской ГЭС, так и ошибочные конструкторско-технологические решения и несоответствия основных характеристик ГТ требуемым значениям.

В первом случае это относится, в основном, к резиновому направляющему подшипнику (НП) сегментного типа на водяной смазке, низкая эксплуатационная надежность которого была определена на основании опыта работы таких подшипников на ряде ГЭС (с турбинами значительно уступающими по всем параметрам турбинам С-Ш ГЭС) еще в середине 60-х годов прошлого века, т. е. до начала разработки проекта по ГТ С-Ш ГЭС.

Причинами, влияющими на низкий уровень надежности таких подшипников, являются низкая несущая способность при динамических нагрузках, т. к. отсутствует в них жидкостной слой между валом и рабочей (резиновой) поверхностью самоустанавливающихся сегментов из-за низкой динамической вязкости воды (вязкость воды, определяемая динамическим коэффициентом вязкости, ~ в 150 раз меньше вязкости турбинного масла при температуре, например, 20°С).

В связи с этим, при отсутствии жидкостного

слоя между трущимися поверхностями исключается гидродинамическое демфрирование радиальных сил, действующих от вращающегося вала, возникает полусухое трение, что вызывает прилипание самоустанавливающихся сегментов (имеющих свободу движения в радиальном направлении) к шейке вала турбины, из-за чего исключается смазка трущихся поверхностей и отвод тепла, увеличивается сила трения, повышается температура трущихся поверхностей (особенно из-за ее не теплопроводности) и, как следствие, разрушение резинового слоя сегментов и нержавеющей облицовки шейки вала (что и отмечено в анализируемом Акте, см. стр. 22–25), увеличение биения вала и радиальных динамических нагрузок, воспринимаемых несущими узлами и деталями ГТ (корпусом НП, крышкой ГТ и крепления в соединении крышки ГТ со статором).

По этой причине, практически ежемесячно, на протяжении многих лет направляющие подшипники турбин С-Ш ГЭС подвергались ремонту, а между ремонтами эксплуатировался агрегат с биением вала турбины до 2,0 мм при допустимой величине порядка 0,460 мм, складывающейся из максимального проектного диаметрального зазора в НП равного ~0,30 мм и максимальной допустимой вибрации корпуса НП в горизонтальной плоскости равной 0,160 мкм при оборотной частоте 2,37 герца (частота вращения ротора агрегата С-Ш ГЭС – 142,8 об/мин).

Увеличенное биение вала, превышающее в два с лишним раза допустимую величину, вызывал разрушения крепления корпуса НП с крышкой ГТ, трещины в корпусе НП, вырывы и трещины облицовки вала, разрушения элементов уплотнения вала ГТ и т. д. (см. таблицу Акта стр. 22–24), а также сокращался запас усталостной прочности элементов крепления крышки ГТ, воспринимавших повышенную динамическую нагрузку из-за повышенного биения вала.

Но самым опасным разрушением, произошедшим 13.09.81 г. (см. стр. 22 Акта) по причине увеличенного биения вала, которое могло вызвать развитие аварийной ситуации с возможным затоплением шахты турбины или здания ГЭС, являлось разрушение нижнего неподвижного лабиринтного кольца (уплотнения рабочего колеса), закрепленного на забетонированном фундаменте.



ном кольце ГТ, находящемся ниже на несколько метров от уровня расположения НП.

Из-за увеличенного биения вала вращающимся рабочим колесом образовался кольцевой зазор равный ~ 3,5 мм — (на диаметре ~ 6,77 м), вследствие чего было разрушено нижнее лабиринтное кольцо и произошел обрыв конуса рабочего колеса. При этом по благоприятным причинам не возникло развитие разрушений с возможным затоплением шахты турбины, учитывая задевание закладного фундаментного кольца вращающимся рабочим колесом со значительным крутящим моментом, соответствующим мощности агрегата равного 650 МВт.

Данная аварийная ситуация, связанная с низкой эксплуатационной надежностью НП, должна была быть предупредительным сигналом к при-



нятию экстренных мер по реконструкции ГТ. В первую очередь по замене НП на другой тип, что было выполнено своевременно, например, на насос-турбинах, спроектированных в начале шестидесятых годов прошлого века для первой в СССР Киевской ГАЭС, агрегаты которой по решению технического экспертного совета Госкомитета по автоматизации и машиностроению были приняты опытными, на которых проверялись многие опытные узлы, в том числе и резиновые сегментные самоустанавливающие НП на водяной смазке, подобные установленным на С-Ш ГАЭС, но позже того как такие НП были признаны ненадежными на Киевской ГАЭС и Плявинской ГЭС с турбинами радиально-осевого типа подобными на С-Ш ГАЭС, но с более низкими параметрами в несколько раз по мощности и напорам. На Плявинской ГЭС французской фирмой при реконструкции турбин были заменены НП на масляные и проблемы, указанные выше, исключились, подобно как и на Киевской ГАЭС.

Направляющие подшипники на водяной смазке могут применяться и применяются, преимущественно для ГТ поворотного-лопастного типа, которым "присущи" меньшие нестационарности в проточной части (за счет двойного регулирования), чем для турбин радиально-осевого типа, но применяются НП не сегментные самоустанавливающие, а кольцевые, у которых обеспечивается конструктивный кольцевой зазор между валом и кольцевым обрешиненным вкладышем, жестко закрепленным к внутренней расточке корпуса НП, чем обеспечивается постоянный водяной слой, смазывающий поверхности обрешиненного вкладыша НП и шейки вала. Кроме того, резиновые кольцевые НП имеют большую несущую способность для одних и тех же условий (по удельным давлениям), чем сегментные самоустанавливающие резиновые НП, в связи с конструктивной невозможностью выполнить общую площадь сегментов равную площади кольцевого резинового вкладыша.

Поэтому, учитывая параметры гидротурбинных установок для С-Ш ГАЭС, альтернативы масляным самосмазывающим НП для условий С-Ш ГАЭС не имеется, уровень эксплуатационной надежности которых подтвержден многолетней их эксплуатацией на многих гидротурбинах, включая и гидрогенераторы, на которых применяются только НП такого типа.

На Киевской ГАЭС после замены НП на масляные, не было отказов уже более 20 лет, в то время как до замены ремонт их производился многократно по причинам аналогичным на С-Ш ГАЭС.

Возникновению, рассматриваемой аварии, способствовали и другие ошибочные конструктивные решения при создании гидротурбинного оборудования для С-Ш ГАЭС, к которым относятся следующие.

1. Применение статора ГТ без механической обработки верхнего фланца под установку крышки турбины, для крепления которой к статору потребовалась приварка в условиях монтажа (на диаметре более 9,0 м) специальной опорной конструкции со значительным объемом наплавленного металла, что в условиях ГАЭС исключало применение термической обработки для снятия внутренних сварочных напряжений необходимой для такого объема наплавки, применительно к ответственному соединению, воспринимающему значительные динамические нагрузки.

Для такого соединения (статор-крышка турбины) должен был применен вибростойкий крепеж (шпильки), однако, при выбранной конструкции фланцевого соединения, применение та-





кого крепежа исключалось из-за его недостаточной длины, определяемой толщиной фланца крышки турбины.

Кроме того, при укороченном крепеже, практически, исключается его тепловая затяжка как наиболее точная для создания требуемых напряжений, создаваемых затяжкой, исключая возможное "раскрытие" фланцевого соединения и, как следствие, разрушение крепежа.

Крышка турбины для условий С-Ш ГЭС должна была иметь двойной фланец (соединяемый со статором турбины) с поперечными ребрами жесткости, что позволило бы применить вибростойкий крепеж и его тепловую затяжку, и в результате повысить надежность рассматриваемого соединения.

В Украине статоры без механической обработки верхнего фланца (пояса) под установку крышки применены на насос-турбинах Ташлыкской ГАЭС поставки фирмы "Силовые машины" (ЛМЗ) подобно гидротурбинам С-Ш ГЭС. При этом поставщик (ЛМЗ), учитывая заблаговременно недостаточную надежность такого соединения, записывает в "Инструкции по эксплуатации насос-турбины" (№ 2173645ТО) следующие исключительные в гидротурбостроении требования:

"работа насос-турбин не допускается при нарушении целостности опорного фланца, установленного на статоре, о чем можно судить по появлению течи из него" (см. п. 9.4). Но в требовании необходимо было указывать и о том, что фланец не "установлен", а приварен, кроме того, отдельными массивными несколькими сварочными швами (к статору привариваются отдельно два концентричных кольца, а к кольцам приваривается опорный фланец отдельными круговыми швами).

Второе требование: "периодически, раз в три месяца проверять состояние швов приварки опорного фланца" (см. п. 11.3).

По-видимому, такие же требования по контролю подобного сварочного соединения указаны и в Инструкции по эксплуатации турбины С-Ш ГЭС, т. к. соединения идентичны.

Но для проверки состояния необходимо один раз в 3 месяца производить значительный объем демонтажных работ с осушением проточной части агрегата, т. к. иначе доступность к сварным швам исключена, тем более, что при трещинах в сварном шве внутреннего кольца течи воды не появится, а несущая способность сварочного крепления опорного фланца будет сни-



жена, что чревато обрывом крышки турбины от действия на нее гидродинамических усилий со стороны проточной части турбины со всеми вытекающими отсюда последствиями (затоплением здания ГЭС и т. д.).

В рассматриваемом Акте упущен анализ состояния сварных швов крепления опорного фланца крышки турбины агрегата № 2. Необходимость реконструкции этого слабого места может быть упущена при восстановлении агрегатов С-Ш ГЭС, что окажется "бомбой замедленного действия", т. к. запас усталостной прочности сварных швов снижен за период 30-ти летней эксплуатации независимо от наличия в них трещин, учитывая и воздействие на них значительных динамических нагрузок за 30-ти летний период, приведенных выше.

Ошибочное решение по конструкции соединения "крышка турбины – статор" – было прекращено к дальнейшему применению на турбинах других ГЭС заводом "ЛМЗ" только в последующие годы.

Например, на гидротурбинах Бурейской ГЭС, начиная только с 4-й турбины из шести. Для 3-х первых турбин соединения подобны описан-





ному выше (см. журнал "Гидротехническое строительство" № 11 2007 г.).

Относительно рассматриваемого соединения, можно констатировать, что перенос заводских технологических операций, выполняемых на станциях, в условиях строительства ГЭС с применением преобладающего ручного труда (например, устранение перекрыш между секторами статора по верхнему его поясу достигавших 40–50 мм, имевших место на статорах Ташлыкской ГЭС, значительный объем ручной сварки и др.), можно объяснить только стремлением снижения себестоимости для изготовителя в ущерб снижению надежности конструкции при значительном удорожании монтажных работ, оплачиваемых Заказчиком.

В результате, за оборудование более низкого качества Заказчик оплатил более высокую стоимость.

2. Относительно применения 20-ти индивидуальных сервомоторов на турбинах С-Ш ГЭС (вместо классической системы механизма поворота лопаток НА с применением регулирующего кольца и прямоосных сервомоторов) в труде "Строительство и эксплуатация Загорской ГАЭС", изданном в 2000 году, написано:

"На обычных ГЭС, как правило, используется конструктивная схема с регулирующим кольцом и сдвоенными сервомоторами. Исключением является С-Ш ГЭС, на турбинах которой в порядке эксперимента установлены направляющие аппараты с приводом лопаток с индивидуальными сервомоторами".

Там же: "Эта система в порядке накопления опыта конструирования и эксплуатации применена на С-Ш ГЭС".

Но новые конструкторские решения должны проверяться (и проверяются) на турбинах со значительно меньшими параметрами, что не влечет за собой сколько-нибудь значительных негативных последствий при выходе их из строя из-за неудачного эксперимента, чем это связано с такими уникальными агрегатами, как на С-Ш ГЭС мощностью 650 МВт.

Таким образом, в результате еще один "эксперимент" и "накопленный опыт" по применению индивидуальных сервомоторов оказались отрицательными, что потребовало выполнить, например, переключивку рычагов лопаток НА (см. стр. 43 Акта) для устранения рассогласования идентичности разворота лопаток НА, чего не может быть при "классической" системе поворота лопаток, т. е. переключивки рычагов. При этом рассогласование влечет за собой неравномерность поля

скоростей потока воды сходящего с лопаток НА, "провоцируя" нестационарности в проточной части турбины, увеличивая динамическое воздействие на несущие узлы агрегата, в том числе и на крышку турбины и ее крепеж, уменьшая запас их усталостной прочности.

Уровень эксплуатационной надежности системы управления лопатками НА при помощи индивидуальных сервомоторов проверялся на действующих гидротурбинах ГЭС еще в 50-е годы прошлого века. Например, на Иркутской ГЭС, где индивидуальные сервомоторы выполняли только противоаварийные функции, обеспечивающие закрытие НА при отказе регулятора скорости, а оперативные функции по управлению направляющим аппаратом выполнялись по "классической" схеме, т. е. 2-мя прямоосными сервомоторами в комплекте с регулирующим кольцом и механизмом поворота лопаток (на С-Ш ГЭС индивидуальные сервомоторы выполняют и оперативные функции по управлению направляющим аппаратом).

На Иркутской ГЭС индивидуальные сервомоторы упразднены из-за целого ряда недостатков, известных специалистам, работающим в области гидротурбостроения и в системе эксплуатации ГЭС и ГАЭС.

3. Вызывает, по меньшей мере, удивление эксплуатационная характеристика турбины РО230/833-В-677 для С-Ш ГЭС относительно "допустимых" и "не допустимых" зон работы турбины по мощности (в зависимости от напора). Так зона I по мощности от нуля до 30% от номинальной, характеризующаяся исключительно низким коэффициентом полезного действия (КПД), является разрешенной для эксплуатации, а зона II близкая к оптимальному по КПД (по мощности около 70% от номинальной) – не разрешенная.

Таким образом, опровергаются известные технические положения по допустимой зоне работы гидротурбины (ГТ) радиально-осевого типа (РО типа) по мощности, отмеченные как в соответствующих международных нормативных документах, так и в ГОСТе 73807-88 (см. пункт 1.13), где указывается: "Гидротурбины должны обеспечивать длительную работу в диапазоне мощностей от 60 до 100% номинальной мощности для радиально-осевых гидротурбин", т.е. зона от холостого хода до 60% номинальной мощности должна являться переходной при пусках агрегата и при его остановках, а не для работы в стационарном режиме, что необходимо для исключения длительного "нахождения" работающей турбины в зоне повышенной динамики, т. к. чем меньше КПД, тем большая часть подводимой энергии





тратится не на выработку полезной работы, а на возмущения, вызывая, тем самым, снижение долговечности несущих узлов агрегата.

В этой связи в последние годы на эксплуатационных характеристиках турбин наносится линия ограничения мощности не только по ее максимальной величине, но и по минимальной в соответствии с требованиями ГОСТа, указанного выше, для "напоминания" эксплуатации ГЭС о недопустимости работы турбин в стационарных режимах за линией ограничения по минимальной мощности. У турбин С-Ш ГЭС все наоборот: разрешена работа турбин при исключительно низких КПД, а при высоких — запрещена, что "помогает" находиться турбинам С-Ш ГЭС, практически, в постоянном ремонте (см. стр. 22—24 и др. стр. Акта) с начала их эксплуатации.

4. Полученные данные натуральных испытаний по определению уровня пульсаций потока в проточной части турбин превышают в 3—4 раз принятый уровень пульсаций для турбин РО типа (см. стр. 69 Акта), который не должен превышать 5—6% от действующего напора, а фактически около 20%. Пульсации высокой частоты (до 300 Гц) могут указывать на развитый уровень кавитации в рекомендованных режимах, что подтверждается значительным объемом кавитационных разрушений рабочих колес (см. стр. 43 и др.), а множество трещин в рабочих колесах, периодически завариваемых и снова появляющихся, подтверждают "опасность" такой величины пульсаций давления и частоты (включая пульсации осевой силы, равной 150 тс), которые должны быть выявлены еще при модельных испытаниях с определением напряженно-деформированного состояния несущих узлов, учитывая действительный коэффициент динамичности, который должен определяться при модельных испытаниях, а также должна быть выполнена "отстройка" частот собственных колебаний несущих узлов относительно частот колебаний действующих возмущающих сил (т. е. частот пульсаций давления). По результатам "отстройки" должны быть определены достаточные запасы, исключая резонансные явления.

Но, в любом случае, с таким уровнем пульсаций давления и такими кавитационными характеристиками лопастная система рабочего колеса и проточная часть модельной турбины не должна быть принята для прототипа (для натурной турбины). Поэтому заказчик должен принимать у изготовителя результаты модельных испытаний с привлечением независимых экспертов, как это принято в мировой практике, чтобы натурная турбина соответствовала требуемым характеристикам.

5. Снижению уровня усталостной прочности несущих узлов турбины и крепежа и их разрушению (впоследствии) способствовал и технологический брак при изготовлении временного рабочего колеса агрегата №2, работающего 7 лет (с 1979 г. по 1986 г.), имевшего гидравлический небаланс (см. стр. 22—24 Акта).

6. Соединение, на котором отсутствует стопорение крепежа (имеющее место на турбинах С-Ш ГЭС. см. стр. 81 Акта), особенно на узлах подверженных вибрации, является грубейшим технологическим нарушением и такое соединение обречено на разрушение независимо от того, что на него и его крепеж действуют динамические и статические нагрузки, не выходящие за пределы допустимых величин.

Турбины РО типа, имеющие сравнительно узкую зону работы по мощности (от 60 до 100 %), определенную ГОСТом на гидротурбины, характеризуются повышенной нестационарностью в зонах по мощности в интервале ~ от 60 до 70 % и в зоне близкой к максимальной мощности, т. е. в режимах, отклоняющихся от оптимального. Для снижения интенсивности нестационарностей, а следовательно, и выбросов несущих узлов, применяется система впуска сжатого воздуха в проточную часть, работающая в автоматическом режиме, обеспечиваемая контроллером командоаппарата, однако такая система, судя по информации, приведенной в рассматриваемом Акте, отсутствует на турбинах С-Ш ГЭС, но применяется, практически, на всех турбинах РО типа в последние десятилетия. Имеется на С-Ш ГЭС только система впуска атмосферного воздуха, но в зоне работы турбины, определенной упомянутым выше ГОСТом, впуск атмосферного воздуха в проточную часть турбины не дает положительно эффекта по причине повышенного давления (выше атмосферного) в проточной части в этих зонах.

Явления повышенной нестационарности, как правило, имеют гидродинамическую природу и обусловлены образованием в отмеченных режимах интенсивных срывных вихрей в межлопастных каналах рабочего колеса, а также возникновением под рабочим колесом (в конусе отсасывающей трубы) центрального жгута. Указанные нестационарности имеют в основном три характерные частоты динамического воздействия на несущие узлы агрегата: жгутовую, оборотную и лопастную.

Пульсации с жгутовой частотой в зоне частичной нагрузки (~ от 60 до 70 %) имеют частоту несколько меньшую от оборотной, а в зоне максимальной мощности — она удваиваются и жгут в



этой зоне имеет направление вращения обратное оборотам агрегата, а его ядро имеет больший диаметр, что приводит к росту размаха усилия пульсаций. При этом на высоконапорных РО турбинах (~РО 170 и выше) наблюдаются парные жгуты.

Интенсивность вихревого жгута определяется в основном циркуляцией потока у корневых сечений лопастей рабочего колеса, а так как безциркулярный поток на выходе из рабочего колеса обеспечивается только в оптимальной зоне по КПД, то профилированием лопастной системы нельзя решить проблемы устранения жгутовых пульсаций, кроме как впуском сжатого воздуха на режимах указанных выше для разрушения или деформации жгута за рабочим колесом (РК). Конструктивные решения для "устранения" жгута пока не дали положительного результата.

Пульсации давления со жгутовой частотой в основном наблюдаются в отсасывающей трубе (за р.к.). Частично они передаются в зону НА и спиральной камеры и эти пульсации могут приводить (и приводят, см. стр. 69 Акта) к неустойчивой работе, сопровождающейся колебаниями расхода, а следовательно и мощности.

Пульсации с оборотной частотой в основном наблюдаются под крышкой турбины, являясь следствием неравномерности зазоров в лабиринтных уплотнениях РК, (что является ошибкой монтажа), которые могут усугубляться за счет неидентичности межлопастных каналов РК (что является ошибкой изготовителя), а также за счет влияния радиальных сил, действующих на РК турбины, обусловленных несимметричностью поля скоростей на выходе из НА. Эти пульсации могут быть значительной энергоемкости, что негативно сказывается на эксплуатационной надежности гидротурбин РО типа. Поэтому международным стандартом ИЕС 60193 ужесточены требования по выполнению элементов проточной части турбин (особенно рабочих колес РО типа) для исключения нестационарностей в проточной части, связанных с технологическим браком при их изготовлении.

Исходя из этого, готовые рабочие колеса для реконструируемых гидротурбин С-Ш ГЭС (после аварии) должны приниматься заказчиком строго в соответствии с положениями указанного выше стандарта, включая и лопатки НА, т. к. другие элементы проточной части турбин, выполненные из бетона или узлы закладываемые в бетон (например статор турбины), не подвержены замене. Игнорирование такой приемки чревато негативными последствиями, указанными выше. Имеется в виду приемка готовых изделий, включая и результаты модельных испытаний.

Относительно ошибочных решений, принимаемых эксплуатацией, применительно к агрегатам С-Ш ГЭС, повлиявших на снижение эксплуатационной надежности оборудования, связано в основном с игнорированием технических требований, изложенных в нормативных документах по эксплуатации гидротурбин.

Это касается в первую очередь разрешений эксплуатации турбины агр. № 2 при "выходе" контролируемых параметров за пределы допустимых величин по вибрации несущих узлов и биения вала (см. стр. 75 и др. Акта).

Относительно количества переходных режимов (пуски, остановки), при которых агрегат "проходит" опасную зону, характеризующую нестационарностями, Заказчик и энергосистема должны знать, что это не абстрактная величина, а параметр от которого зависит уровень металлоемкости оборудования агрегата, а следовательно, и его цена. И чем больше переходных процессов, тем выше цена оборудования, т.к. оно должно быть более металлоемким, чтобы выдерживать более многократно интенсивные нагрузки в течение требуемого срока службы (в течение 40 лет), определяемого действующим ГОСТом 27807-88 на вертикальные гидротурбины (см. п.1.17). При несоблюдении заказчиком или энергосистемой (в основном) данного параметра (увеличивших число переходных режимов) они должны знать, что берут на себя ответственность за сокращение срока службы оборудования.

Число переходных режимов, учитывая его значимость при разработке конструкции узлов гидроагрегатов (см. выше), определяется поэтому предварительно (до начала разработки проекта) заказчиком совместно с энергосистемой и вносится в Техническое задание, являясь в дальнейшем при эксплуатации агрегатов параметром обязательным для его соблюдения, что, к сожалению, на ГЭС постсоветского пространства, практически, не соблюдается. Как не соблюдаются и технические требования по ограничению минимальной мощности, указанные в инструкциях изготовителя, а с внедрением системы группового регулирования мощности на С-Ш ГЭС число таких нарушений увеличилось. Для исключения таких нарушений со стороны (в основном) энергосистем предлагается для реконструированных турбин С-Ш ГЭС ввести ограничения по минимальной мощности в зависимости от напора, действующее в автоматическом режиме, по аналогии с ограничением максимальной мощности, что обеспечивается современными регуляторами скорости цифрового типа. В этом случае и система группового регулирования мощности "не сможет



перейти запретную черту" по минимальной мощности, что в конечном итоге увеличит эксплуатационную надежность турбин.

Относительно оценки технического состояния основного оборудования и конкретно по крышке гидротурбин С-Ш ГЭС в Акте представлены следующие требования: "при постоянном контроле состояния крышки гидротурбины во время работы гидроагрегата фиксируют визуально и измеряют при помощи штатных и переносных измерительных средств состояние крепежа, закладных и крепежных элементов" (см. стр. 74 Акта).

Записан широкий набор методов контроля крышки, крепежа, закладных элементов и др., но как эти требования выполнять во время работы гидроагрегата и постоянно — не известно. Указанные проверки возможны, но потребуют длительной остановки агрегата с определенным объемом демонтажных работ, с шлифованием мест контроля на крышке, если требуется определить наличие трещин или других дефектов неразрушающими методами.

"Постоянный контроль состояния оборудования на работающем агрегате" может осуществляться только в автоматическом режиме, но это выполняется пока только для виброконтроля несущих узлов гидроагрегата, биения вала, термоконтроля и для контроля других параметров, изменяющихся во времени (например, давление, расход, перемещение), но не для контроля состояния элементов, указанных в рассматриваемом документе, требования которого ошибочны и не выполнимы.

В некоторой степени эффективным косвенным методом определения состояния элементов оборудования гидроагрегата является контроль изменения во времени коэффициента готовности агрегата (отдельно гидротурбины и гидрогенератора), что рекомендовалось для эксплуатации ГЭС еще много лет тому назад специалистами института ЦКТИ им. И. И. Ползунова по обеспече-

нию своевременного "реагирования" на изменение коэффициента готовности, а следовательно, и степени эксплуатационной надежности узлов, механизмов и систем агрегата, и для принятия соответствующих мер. Для этого требуется иметь для каждой турбины и генератора специальный оперативный журнал, в котором должны регистрироваться результаты всех осмотров, ремонтов, данные регулировок и параметров узлов, механизмов и систем, установленных проектом и полученных после каждого ремонта с отметкой всех ненормальностей в работе оборудования и методы их устранения с регистрацией суммарного времени нахождения агрегата в ремонте за определенное календарное время.

Известный коэффициент готовности ( $K_{\text{гот.}}$ ) определяется следующим соотношением:

$$K_{\text{гот.}} = (t_{\text{раб.}} \times t_{\text{рез.}}) / t_{\text{календ.др.}}$$

где  $t_{\text{раб.}}$  — время работы гидроагрегата (ГА) за расчетный период;  $t_{\text{рез.}}$  — время нахождения ГА в резерве за расчетное время;  $t_{\text{календ.др.}}$  — полное календарное время расчетного периода.

Величина  $K_{\text{гот.}}$ , равная 0,98 для "новых" ГТ, должна указываться в Техническом задании на ГТ.

**В заключение** можно отметить, что для условий С-Ш ГЭС ненормальности в работе оборудования были очевидны с начала ввода в эксплуатацию агрегатов по причинам изложенным выше, вытекающих из рассматриваемого Акта, что требовало принятия радикальных мер заблаговременно по их исправлению, а выполнялся только периодический ремонт, не способный исключить случившуюся серьезную аварию.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Справочник* по гидротурбинам. Под общей редакцией чл.-корр. АН СССР Н.Н. Ковалева. 1984 г., — Ленинград "Машиностроение".
2. *ГОСТ 73807-88* "Турбины гидравлические вертикальные". Технические требования и приемка.

© Мищенко Б.И., 2010

