

УДК 621.51:534

О МЕХАНИЗМЕ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ВЫСОКОГО УРОВНЯ ВИБРАЦИЙ ТУРБИН САЯНО-ШУШЕНСКОЙ ГЭС

В. Б. Курзин, В. С. Селезнев

Институт гидродинамики им. М. А. Лаврентьева СО РАН, 630090 Новосибирск
E-mail: kurzin@hydro.nsc.ru

Показано, что повышение уровня вибраций турбин Саяно-Шушенской ГЭС обусловлено возможностью сжимаемой жидкости совершать в проточной части турбоагрегатов собственные гидроакустические колебания, которые при этом могут быть неустойчивыми. С учетом полученных ранее результатов решения задачи о собственных гидроакустических колебаниях в проточной части турбоагрегатов и некоторых представлений о взаимодействии турбины с нестационарным потоком сжимаемой жидкости проведен анализ результатов натурных исследований вибраций турбины и сейсмического мониторинга плотины Саяно-Шушенской ГЭС до и в момент аварии.

Ключевые слова: гидротурбина, вибрации, решетка, акустика, устойчивость, собственные колебания, флаттер.

Введение. После аварии на Саяно-Шушенской ГЭС, произошедшей 17 августа 2009 г., были предложены различные объяснения ее причин, достаточно полный анализ которых проведен в работе [1]. Ряд версий аварии основан на том, что турбина подверглась некоторому импульсному воздействию большой мощности типа гидравлического удара, в результате которого был превышен запас прочности конструкции. Однако эти версии не согласуются с результатами сейсмического мониторинга плотины Саяно-Шушенской ГЭС до и в момент ее аварии. Основная версия причины случившегося — усталостное разрушение элементов крепления крышки турбины энергоблока № 2, обусловленное высоким уровнем вибраций турбины в штатном режиме ее работы. Этот факт был установлен при техническом расследовании причин аварии.

Повышенный уровень вибраций турбин на Саяно-Шушенской ГЭС по сравнению с вибрациями, полученными на ее модели, был обнаружен при натурных испытаниях, проведенных еще в 1988 г. В работах [2, 3] показано, что возникновение таких вибраций обусловлено влиянием сжимаемости воды на взаимодействие турбины с нестационарным потоком, которое не было учтено при проектировании Саяно-Шушенской ГЭС. Исследования этой проблемы были продолжены в работах [4, 5]. С учетом результатов, полученных в указанных работах, были введены известные ограничения на эксплуатацию энергоблоков Саяно-Шушенской ГЭС. Однако необходимо отметить, что в работах [4, 5], на результатах которых основана версия, изложенная в работе [1], соответствующая задача гидродинамики рассмотрена в линейной постановке и в квазистационарном приближении. Решение задачи в данной постановке удобно использовать в инженерных расчетах, но оно является очень грубым и не позволяет объяснить ряд качественных закономерностей, установленных в эксперименте. Кроме того, в работах [4, 5] имеется ошибка.

В данной работе, основанной на теории решеток в нестационарном потоке [6–8] и на законах аэроакустики, качественно исследуется влияние нелинейности и приведенной ча-

стоты колебаний на взаимодействие турбины с нестационарным потоком сжимаемой жидкости, частично учтенное в работах [2, 3], но не учтенное в работах [4, 5]. С использованием полученных данных проведен анализ результатов натурных исследований вибрации турбины и сейсмического мониторинга плотины Саяно-Шушенской ГЭС до и при аварии.

Источники вибраций гидротурбин. Ниже указаны основные причины возникновения вибраций гидротурбин, степень влияния которых зависит от их конструктивных особенностей и условий эксплуатации:

- 1) механическое возбуждение, обусловленное несбалансированностью ротора турбины;
- 2) механическое возбуждение, обусловленное влиянием внешних источников, например сейсмической активностью окружающей среды, колебаниями генератора и т. д.;
- 3) гидродинамическое возбуждение, обусловленное окружной неравномерностью потока, возникающей вследствие:
 - несимметричности граничных условий в спиральной камере,
 - возмущения потока при обтекании лопастей направляющего аппарата,
 - возмущения потока вихревым жгутом, сбегаящим с турбины,
 - возмущения потока, вызванного вращающимся отрывом, имеющим место на определенных режимах работы турбины;
- 4) гидродинамическое возбуждение, обусловленное неустойчивым характером обтекания лопастей турбины, в результате чего, в частности, возникают нестационарные вихревые следы типа дорожек Кармана;
- 5) гидродинамическое возбуждение, обусловленное гидроупругими колебаниями лопастей турбины в режиме флаттера;
- 6) гидроакустическое возбуждение, обусловленное возникновением акустических волн при взаимодействии турбины с нестационарным потоком сжимаемой жидкости и их многократным отражением от различных препятствий и открытых границ на входе и выходе в проточную часть гидротурбин.

Следует отметить, что влияние сжимаемости воды на гидродинамические характеристики турбин (см. п. 6) обнаружено сравнительно недавно, поэтому при проектировании Саяно-Шушенской ГЭС оно не было учтено. Аномальный уровень вибраций не был обнаружен и на экспериментальной модели. Однако при проведении в 1988 г. натурных исследований на определенных режимах был зафиксирован повышенный уровень вибраций турбины, причина возникновения которых не объяснялась действием известных источников вибраций. В таблице и на рис. 1 представлены результаты гармонического анализа

Результаты гармонического анализа осциллограмм, полученных при натурных исследованиях вибраций турбинного подшипника

$N = 663,2$ МВт		$N = 719,8$ МВт		$N = 741,6$ МВт	
A	f , Гц	A	f , Гц	A	f , Гц
2,271	0,612	6,572	0,934	18,939	1,131
2,238	0,816	29,101	1,401	21,953	1,234
8,964	0,916	8,955	1,867	56,353	1,337
1,863	2,347	10,713	2,334	48,517	1,440
10,880	2,449	7,537	3,268	16,932	1,543
1,874	2,552	—	—	21,823	1,646
3,050	4,899	—	—	9,045	2,468
2,427	51,745	—	—	9,897	2,983

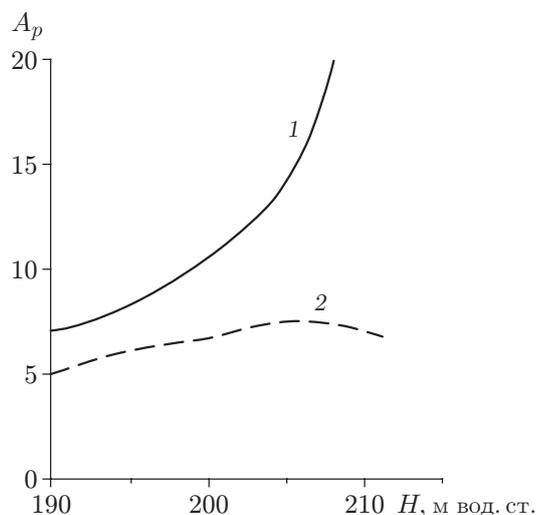


Рис. 1. Зависимость максимальной амплитуды пульсаций давления A_p от расхода жидкости H в энергоблоке № 10 Саяно-Шушенской ГЭС:

1 — натурные испытания; 2 — модельные испытания

осциллограмм, полученных при натуральных исследованиях вибраций турбинного подшипника энергоблока № 10 на форсированных режимах его эксплуатации. Для объяснения причин повышения уровня этих вибраций выполнены работы [2–5].

Вынужденные гидроакустические колебания. Рассмотренные выше аномальные вибрации турбины возникают на режимах, которые в результате проведенных исследований были запрещены при эксплуатации турбоагрегатов. Однако усталостное разрушение элементов крепления крышки турбины обусловлено ее вынужденными колебаниями, которые на Саяно-Шушенской ГЭС происходят с повышенной интенсивностью даже на режимах, разрешенных к эксплуатации. Анализ экспериментальных данных по вибрациям турбины показывает, что их высокий уровень имеет место в основном при низких частотах. Поэтому в данной работе в качестве источника вибраций рассматриваются гидродинамические силы, возникновение которых обусловлено окружной неравномерностью потока.

Согласно [2–5] повышение уровня вибраций турбин Саяно-Шушенской ГЭС вызвано влиянием сжимаемости жидкости. Вследствие способности сжимаемой жидкости совершать собственные гидроакустические колебания в проточной части турбоагрегатов при близости их собственных частот к частотам вынужденных колебаний может происходить существенное увеличение нестационарных гидродинамических сил, действующих на турбину. Оказалось, что частоты вынужденных колебаний турбин Саяно-Шушенской ГЭС, обусловленных окружной неравномерностью потока, близки к частотам собственных гидроакустических колебаний в продольном направлении проточной части турбоагрегата. Однако в рамках линейной модели, в которой проточная часть рассматривается в виде прямолинейной трубы (см. [4, 5]), влияние продольных гидроакустических колебаний на вынужденные колебания жидкости определить невозможно, так как при взаимодействии турбины с потоком, обладающим окружной неравномерностью, средняя величина его возмущения в осевом направлении отсутствует. В продольном направлении проточной части гидроагрегата вынужденные колебания жидкости, обусловленные взаимодействием турбины с потоком, обладающим окружной неравномерностью, возникают лишь вследствие несимметричности формы спиральной камеры и смещенного относительно центра положения в ней турбины. Нестационарная составляющая расхода жидкости, возникновение

которой обусловлено взаимодействием турбины с потоком в спиральной камере, обладающей окружной неравномерностью, может быть определена приближенно в рамках модели несжимаемой жидкости. В результате решения этой задачи получим амплитудную функцию потенциала скорости $\varphi_0^{(n)}$ колебательного движения жидкости, соответствующую n -му члену разложения заданной неравномерности потока в ряд Фурье по окружной координате. Подставляя эту функцию в уравнение Гельмгольца для амплитудной функции гидроакустических колебаний $\varphi^{(n)}$, находим

$$\frac{\partial^2 \varphi^{(n)}}{\partial s^2} + k^2 \varphi^{(n)} = f(s),$$

$$f(s) = -k_{0n}^2 \varphi_0^{(n)}(s), \quad k_{0n} = \omega_{0n}/a, \quad \omega_{0n} = n\Omega$$

(s — дуговая координата проточной части, начало которой расположено на входе в водовод; a — скорость звука в воде; Ω — угловая скорость вращения турбины относительно окружной неравномерности потока).

С учетом краевых условий частное решение $\varphi^{(n)}$ полученного таким образом неоднородного дифференциального уравнения определяет вынужденные гидроакустические колебания. Это решение может быть представлено в виде разложения акустических колебаний в ряд по собственным функциям φ_m :

$$\varphi^{(n)} = \sum_{m=1}^{\infty} \alpha_m^{(n)} \varphi_m,$$

$$\alpha_m^{(n)} = \frac{\eta_m^{(n)}}{\|\varphi_m\|^2} \int_{x=1}^l \varphi_0^{(n)} \varphi_m dx, \quad \eta_m^{(n)} = \frac{k_{0n}^2}{k_{0n}^2 - k_m^2}, \quad k_m = \frac{\omega_m - i\delta_m}{a}$$

(ω_m, δ_m — частота и декремент собственных акустических колебаний).

Нестационарные гидродинамические силы, действующие на турбину, могут быть определены с помощью интеграла Коши — Лагранжа для функций $\varphi_0^{(n)}$ и φ_m . Интенсивность этих сил определяется степенью неравномерности, которую содержит функция $\varphi_0^{(n)}$, и близостью частот ω_{0n} и ω_m .

Линейная модель собственных гидроакустических колебаний. Рассмотрим низкочастотные гидроакустические колебания, которые могут совершаться в продольном направлении проточной части гидроагрегата. В одномерном приближении с точностью до величин первого порядка малости числа Маха $M = U/a$ (U — скорость течения воды) потенциал скорости акустических колебаний $\tilde{\varphi}(s)$ удовлетворяет волновому уравнению

$$\frac{\partial^2 \tilde{\varphi}}{\partial s^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 \tilde{\varphi}}{\partial t^2} = 0. \quad (1)$$

Найдем решение этого уравнения в виде

$$\tilde{\varphi} = \varphi(s) e^{\lambda t}, \quad \lambda = i\omega + \delta, \quad (2)$$

где ω, δ — собственная частота и декремент колебаний.

Подставляя (2) в (1), получаем уравнение Гельмгольца

$$\frac{\partial^2 \varphi(s)}{\partial s^2} + \tilde{k}^2 \varphi(s) = 0, \quad \tilde{k} = k - i \frac{\delta}{a}, \quad (3)$$

где $k = \omega/a$ — волновое число.

Решение уравнения (3) будем искать при следующих краевых условиях:

$$\begin{aligned} p(s) = 0 \quad (s = 0, l_1 + l_2), \quad p(s) = -\rho \left(i\omega\varphi + U \frac{\partial\varphi}{\partial s} \right), \\ u(l_1 - 0) = u(l_1 + 0), \quad u = \frac{\partial\varphi}{\partial s} \quad (s = l_1), \\ \Delta p = p(l_1 - 0) - p(l_1 + 0) = \rho U c_u u(l_1). \end{aligned}$$

Здесь $p(s)$ — амплитудная функция акустического давления; ρ — плотность воды; l_1, l_2 — длина водовода и отсасывающей трубы соответственно; размером спиральной камеры можно пренебречь; c_u — безразмерный комплексный коэффициент, зависящий от геометрии турбины и числа Струхала $Sh = \omega b / \sqrt{U^2 + (\Omega R)^2}$; b, R — средняя хорда лопастей и радиус турбины. Определение коэффициента c_u представляет собой весьма сложную задачу теории решеток в нестационарном потоке [6–8].

Характеристическое уравнение поставленной задачи имеет вид

$$\operatorname{tg}(\tilde{k}l_1) + \operatorname{tg}(\tilde{k}l_2) = i M c_u.$$

Отсюда с точностью до величин первого порядка малости числа Маха M находим

$$\omega_m = \frac{m\pi a}{l}, \quad \delta_m = -\frac{U \operatorname{Re}(c_{mu})}{(l_1 + l_2)(1 + \operatorname{tg}^2(k_m l_1))} \quad (m = 1, 2, 3, \dots). \quad (4)$$

При

$$\operatorname{Re}(c_{mu}) < 0 \quad (5)$$

может иметь место неустойчивость акустических колебаний.

Следует отметить, что условие (5) аналогично условию возникновения флаттера турбины при колебаниях в направлении ее оси по закону

$$x = x_0 \exp(i\omega_m t), \quad (6)$$

при выполнении которого скорость колебательного движения турбины равна

$$\frac{dx}{dt} = -u(l_1) \exp(i\omega_m t).$$

В этом случае согласно теории решеток в нестационарном потоке нестационарная составляющая перепада давления на турбине может быть представлена в виде

$$\Delta p = \rho U_0^2 c_x x / b.$$

Как известно, условием возникновения флаттера упругих конструкций является неравенство $\operatorname{Im}(c_x) > 0$. С учетом (6) это условие эквивалентно условию неустойчивости акустических колебаний (5).

Выявленная аналогия позволяет сделать вывод о необходимости в общем случае учитывать влияние числа Струхала на коэффициент c_{mu} , так как в теории флаттера упругих конструкций это число является одним из основных параметров. В частности, следует учитывать, что квазистационарное приближение, использованное в работах [4, 5], имеет ограниченную область применимости для оценки устойчивости гидроакустических колебаний. Так, квазистационарная модель помпажа в газовых турбомашинах, являющегося аналогом гидроакустической неустойчивости в проточной части гидротурбин, как правило, удовлетворяет этим условиям, в то время как соответствующая модель [4, 5] для гидротурбин справедлива лишь при достаточно большой длине водовода.

Рассмотрим некоторые общие закономерности возникновения неустойчивости гидроакустических колебаний, зависящие от режима работы турбоагрегатов, которые могут

иметь место согласно аналогии с флаттером. Как известно, на безотрывных режимах обтекания лопастей классический флаттер решеток турбомашин возникает при значениях числа Струхала, существенно меньших, чем на отрывных режимах обтекания. Приближенное решение соответствующей задачи нестационарного обтекания решетки произвольной геометрии может быть построено в рамках модели несжимаемой жидкости, например методом, разработанным в [9]. При колебаниях решетки с одной степенью свободы классический флаттер практически невозможен, поэтому вероятность возникновения неустойчивости гидроакустических колебаний на этих режимах мала.

В настоящее время задача о нестационарном обтекании пространственных гидродинамических решеток на форсированных режимах работы турбоагрегатов, когда происходит отрыв потока с лопастей турбины, не решена. Поэтому теоретическая оценка критического числа Струхала, определяющего границу области, в которой возникает неустойчивость гидроакустических колебаний на этих режимах, отсутствует. Однако в соответствии с указанной аналогией можно разработать экспериментальные методы оценки устойчивости гидроакустических колебаний в турбоагрегатах.

О влиянии нелинейности на характер гидроакустических колебаний. Из анализа экспериментальных данных о вибрации гидротурбин при их эксплуатации следует, что линейная теория не дает объяснения ряду закономерностей наблюдаемого процесса. Более сложный характер имеют и акустические колебания в проточной части турбоагрегатов. Рассмотрим некоторые особенности влияния нелинейности на характер гидроакустических колебаний в проточной части турбоагрегата.

Акустические волны, возникающие при взаимодействии турбины с нестационарным потоком, распространяются от нее в различных направлениях и отражаются от открытых концов водовода и отсасывающей трубы. Отраженные волны с разных сторон набегают на решетку турбины. В результате дифракции часть этих волн отражается от турбины, а другая часть проходит дальше [8]. При дифракции волн возникают сходящиеся с лопастей турбины нестационарные вихревые следы, на образование которых затрачивается часть акустической энергии. Интенсивность этих следов, а также амплитуды и фазы установившихся акустических колебаний в водоводе и отсасывающей трубе зависят от геометрии решетки, параметров основного потока и числа Струхала. Акустические колебания в данных областях можно рассматривать как связанные. При определенном соотношении фаз эти колебания могут происходить преимущественно в одной из областей, поэтому собственные частоты акустических колебаний в проточной части будут определяться ее геометрией. В линейной теории связность колебаний в указанных областях определяется из условий сопряжения соответствующих решений в предположении, что объем спиральной камеры равен нулю. Однако эти условия не учитывают описанные выше процессы.

В работе [3] для сопряжения решений в подобластях применены закон сохранения масс и закон сохранения акустической энергии. Второй из этих законов формулируется в виде нелинейного соотношения параметров акустических колебаний, в котором указанные выше процессы частично учтены. В результате спектр собственных частот в проточной части, полученный с использованием линейной теории, был дополнен подмножеством собственных частот, соответствующих собственным акустическим колебаниям в ее областях:

$$\omega_{jm} = \frac{\pi a}{l_j} \left(\frac{1}{2} + m \right) \quad (j = 1, 2, \quad m = 1, 2, 3, \dots). \quad (7)$$

Существенно нелинейный характер имеет взаимодействие турбины с нестационарным потоком на форсированных режимах ее эксплуатации, так как отрицательный наклон стационарных характеристик турбины на этих режимах обусловлен отрывом потока. На плоской модели лопасти в виде крылового профиля степень отрыва потока определяется положением точки отрыва. При колебаниях набегающего потока эта точка перемещается

вдоль хорды профиля, и, следовательно, периодически изменяется сила гидродинамического взаимодействия турбины. Однако, поскольку жидкость является вязкой, для развития отрыва, т. е. для перемещения точки отрыва, требуется определенное время. При больших числах Струхала, когда период колебаний мал, времени для развития отрыва может оказаться недостаточно. В результате нестационарная составляющая силы гидродинамического взаимодействия профиля не достигнет величины, соответствующей ее квазистационарному приближению, и будет тем меньше, чем больше число Струхала. Можно предположить, что при достаточно больших числах Струхала даже в случае выполнения неравенства (5) значение δ_m будет меньше значения, необходимого для преодоления демпфирования колебаний, обусловленного не учтенными в данной работе потерями.

Сравнение теоретических результатов с экспериментальными данными.

Для сравнения теоретически ожидаемого повышенного уровня вибраций турбины с экспериментальными данными проведем расчет собственных частот гидроакустических колебаний в проточной части турбоагрегатов Саяно-Шушенской ГЭС по формулам (4), (7). Подставляя в эти формулы значения соответствующих величин $l_1 = 241$ м, $l_2 = 28$ м, $a = 1350$ м/с, с учетом поправок на открытые концы каналов и размера спиральной камеры $D = 6,77$ м получим выражения

$$f_m = 2,41m, \quad f_{1m} = 2,81(1/2 + m), \quad f_{2m} = 19(1/2 + m) \quad (m = 1, 2, 3, \dots). \quad (8)$$

(Собственные частоты гидроакустических колебаний f измеряются в герцах.)

Частоты вынужденных колебаний f_n , обусловленных окружной неравномерностью потока, определяются значениями частот оборотов турбины $\Omega_0 = 2,38$ Гц и прецессии вихревого жгута $\Omega_B = 0,5 \div 1,5$ Гц.

Разлагая неравномерность потока в ряд Фурье по окружной координате и учитывая, что угловая скорость вращения турбины относительно неравномерности, индуцируемой вихревым жгутом, равна $\Omega = \Omega_0 - \Omega_B$, получаем

$$f_{0n} = \Omega_0 n, \quad f_{Bn} = (\Omega_0 - \Omega_B)n. \quad (9)$$

В таблице представлены результаты гармонического анализа осциллограмм, полученных при натурных исследованиях вибраций турбинного подшипника турбоагрегата № 10 Саяно-Шушенской ГЭС при режиме эксплуатации с $N = 663$ МВт и при форсированных режимах его эксплуатации с $N = 719,9; 741,6$ МВт. Из таблицы следует, что на нефорсированных режимах имеют место вынужденные колебания турбины с частотой, близкой к частоте обращения, и с частотой, по-видимому, равной частоте прецессии вихревого жгута. На форсированных режимах возникают интенсивные колебания с собственной частотой гидроакустических колебаний f_{11} , которая была получена с учетом нелинейности процесса. Анализ зависимости максимальных амплитуд пульсаций давления от расхода жидкости на форсированных режимах (см. рис. 1) позволяет сделать предположение, что в этом случае имеет место неустойчивость гидроакустических колебаний. Вместе с тем пульсации давления, возникающие при модельных испытаниях (штриховая кривая), практически не зависят от расхода жидкости. Этот вывод согласуется со сделанными выше предположениями о влиянии числа Струхала на взаимодействие турбины с нестационарным потоком, так как на модели число Струхала на порядок больше, чем в натурных условиях.

На рис. 2, 3 приведены осредненные для определенного промежутка времени значения амплитуд вибраций дамбы для достаточно широкого спектра частот, полученного с помощью приборов сейсмической станции “Черемушки”, установленной вблизи Саяно-Шушенской ГЭС.

На рис. 2 представлена запись амплитуд вибраций, осредненных на периоде $T = 100$ с, полученная незадолго до аварии (A_x, A_y, A_z — амплитуды колебаний в направлениях

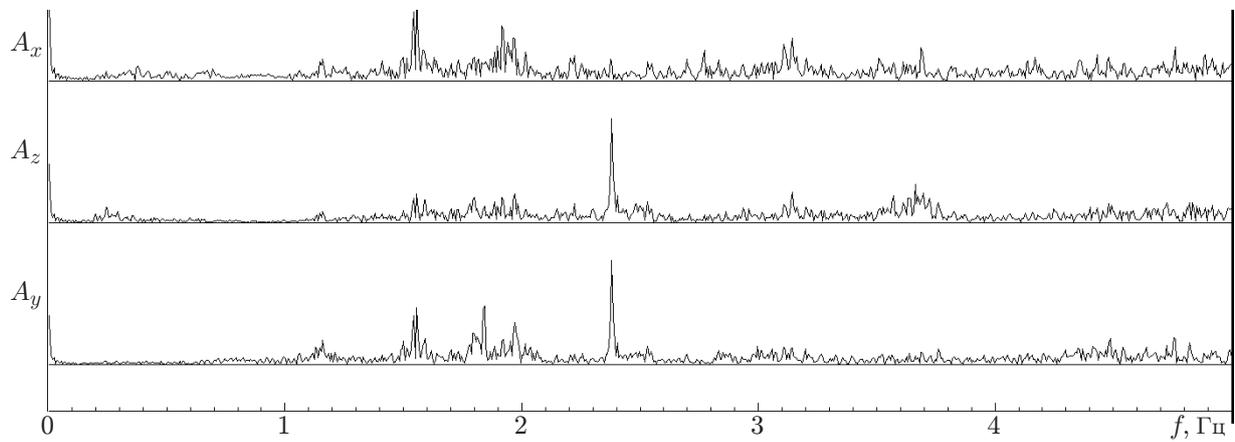


Рис. 2. Запись вибраций с приборов сейсмической станции, установленных на дамбе Саяно-Шушенской ГЭС, полученная до аварии

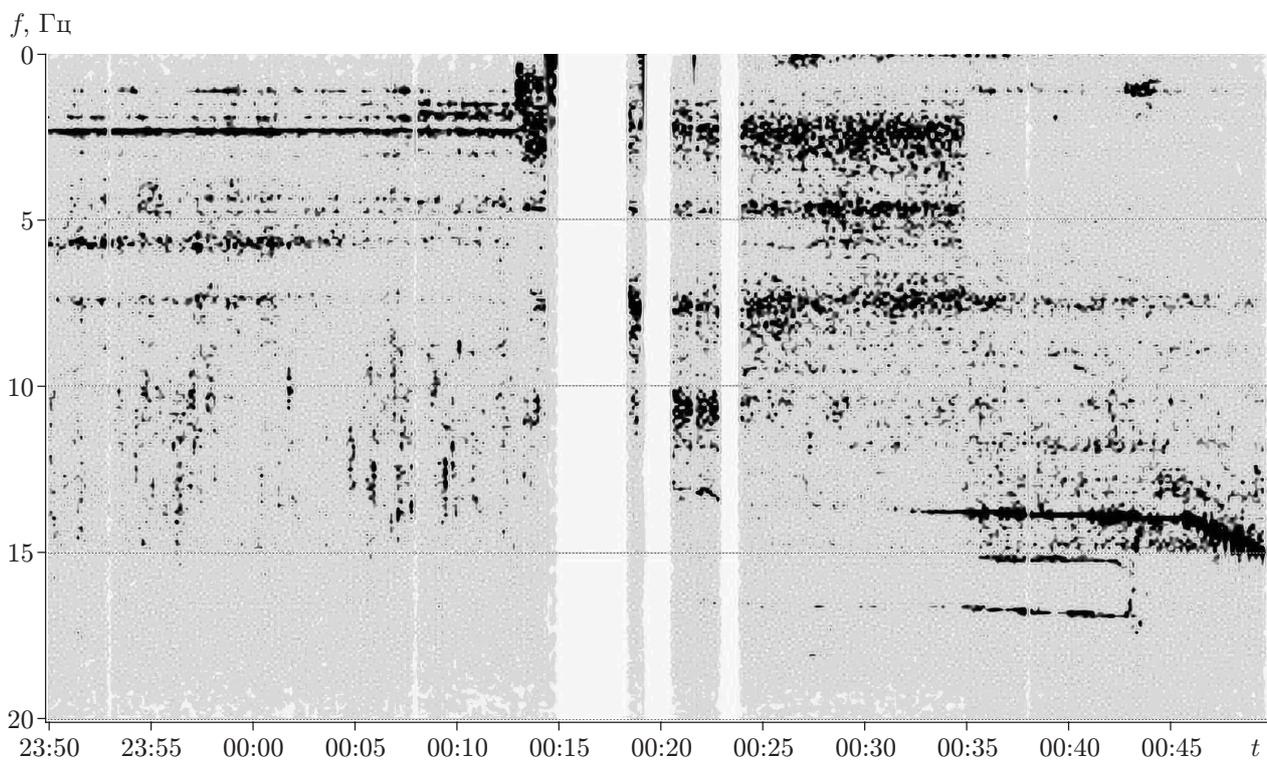


Рис. 3. Запись вибраций с приборов сейсмической станции, установленных на дамбе Саяно-Шушенской ГЭС, полученная при аварии

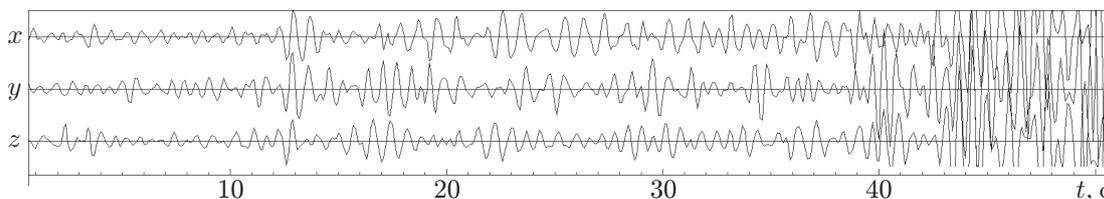


Рис. 4. Запись вибраций с приборов сейсмической станции, установленных на дамбе Саяно-Шушенской ГЭС, полученная непосредственно перед аварией

с севера на юг, с востока на запад и по оси турбины соответственно). Видно, что при $\Omega_0 = 2,38$ Гц, $\Omega_B = 0,5 \div 1,5$ Гц имеют место вынужденные колебания с частотами (9). Уровень этих колебаний достаточно высок, что, очевидно, обусловлено близостью их частот к частотам собственных гидроакустических колебаний (8). Повышение уровня вибраций, которое имеет место при эксплуатации турбоагрегатов, по-видимому, и вызвало усталостное разрушение элементов крепления крышки турбины.

Черно-белая копия записи вибраций при аварии турбоагрегата № 2 представлена на рис. 3 (время на шкале приведено по Гринвичу). Вертикальные светлые полосы соответствуют остановке записи. Видно, что при аварии происходят интенсивные колебания преимущественно с частотами, равными частотам f_m первых пяти мод (8) собственных гидроакустических колебаний. Очевидно, что в этом случае имела место неустойчивость гидроакустических колебаний, так как вынужденные колебания с высокой интенсивностью для всех мод невозможны. Косвенным подтверждением этой версии являются представленные на рис. 22 в работе [1] экспериментальные данные, которые содержат информацию о том, что мощность турбоагрегата № 2 в этот период соответствовала форсированному режиму его эксплуатации. Результаты, приведенные на рис. 3, подтверждают также предположения о том, что при больших числах Струхалея ($m > 6$) неустойчивости акустических колебаний не возникает. При $t > 00$ ч 35 мин, когда гидроагрегат № 2, видимо, был разрушен, появились интенсивные колебания (см. (8)) с частотами f_{06}, f_{07}, f_{14} , соответствующие собственным гидроакустическим колебаниям в других гидроагрегатах. Из представленных на рис. 3 зависимостей следует, что через несколько секунд произошел захват, имеющий место при нелинейном характере автоколебательного процесса.

Примерно за 1 мин до начала аварии, которому соответствует отрыв крышки турбины турбоагрегата № 2, на сейсмограмме были зафиксированы низкочастотные колебания, интенсивность которых на порядок больше, чем в режиме нормальной работы турбоагрегата. На рис. 4 представлена зависимость амплитуды этих колебаний от времени. Можно предположить, что указанный процесс начался при разгерметизации крышки турбоагрегата № 2, произошедшей вследствие усталостного разрушения ее крепежной шпильки. Считая, что отрыв крышки произошел не мгновенно, можно предположить, что указанные интенсивные колебания связаны с динамикой процесса отрыва крышки, сопровождающегося незначительными ударами в ее основание. В результате в водоводе могли возникнуть волновые движения, зафиксированные на сейсмограмме как колебания достаточно большой интенсивности. Период времени между моментами, соответствующими максимальным и минимальным значениям амплитуд этих колебаний, равен времени прохождения гидроакустических волн от турбины до входа в водовод и обратно.

Заключение. Нестационарные гидродинамические силы, действующие на лопасти турбины вследствие ее взаимодействия с неравномерным потоком, существенно зависят от близости частот вынужденных колебаний турбины, возникающих под действием этих сил, к собственным частотам гидроакустических колебаний сжимаемой жидкости в проточной части турбоагрегатов. При этом на форсированных режимах работы турбоагрегатов, ко-

гда происходит отрыв потока с лопастей турбины, может иметь место неустойчивость собственных гидроакустических колебаний.

Повышение уровня вибраций турбин Саяно-Шушенской ГЭС в натуральных условиях по сравнению с уровнем их вибраций на экспериментальной модели происходит в соответствии с указанным выше механизмом. Амплитудно-частотные характеристики вибраций плотины, полученные при ее сейсмическом мониторинге в момент аварии, согласуются с параметрами гидроакустических автоколебаний в проточной части турбоагрегатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Лобановский Ю. И.** Технические причины катастрофы на Саяно-Шушенской ГЭС. [Электрон. ресурс]. <http://synerjetics.ru/article/catastrophe.htm>.
2. **Арм В. Х., Курзин В. Б.** Низкочастотные гидроакустические колебания в проточной части гидротурбин // Тр. Центр. ин-та авиац. моторостроения. 1991. № 1294: Тез. докл. 13-й Всесоюз. конф. "Аэроупругость турбомашин". С. 8.
3. **Курзин В. Б.** Низкочастотные собственные акустические колебания в проточной части гидротурбин // ПМТФ. 1993. № 2. С. 96–106.
4. **Окулов В. Л., Пылев И. М.** Неустойчивость напорных систем // Докл. АН. 1995. Т. 341, № 4. С. 470–473.
5. **Арм В. Х., Окулов В. Л., Пылев И. М.** Неустойчивость напорных систем гидроэнергоблоков // Изв. РАН. Энергетика. 1996. № 3. С. 122–132.
6. **Самойлович Г. С.** Нестационарное обтекание и аэроупругие колебания решеток турбомашин. М.: Наука, 1969.
7. **Горелов Д. Н.** Аэродинамика решеток в нестационарном потоке / Д. Н. Горелов, В. Б. Курзин, В. Э. Сарен. Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние, 1971.
8. **Горелов Д. Н.** Атлас нестационарных аэродинамических характеристик решеток профилей / Д. Н. Горелов, В. Б. Курзин, В. Э. Сарен. Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние, 1971.
9. **Курзин В. Б., Толстуха А. С.** К расчету нестационарных аэродинамических характеристик вращающейся решетки колеблющихся лопастей в потоке несжимаемой жидкости // Изв. РАН. Механика жидкости и газа. 2005. № 1. С. 40–52.

Поступила в редакцию 27/II 2010 г.
