

На правах рукописи

Прокопенко Алексей Николаевич

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ
ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОАГРЕГАТОВ ОТ
КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕЖИМНЫХ ФАКТОРОВ**

Специальность 05.04.13
Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург - 2014

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Научный руководитель:

Жарковский Александр Аркадьевич, доктор технических наук, доцент, ФГБОУ ВПО «СПбГПУ», профессор кафедры «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели».

Научные консультанты:

Иванченко Игорь Петрович, кандидат технических наук, ОАО «НПО ЦКТИ», зам. заведующего отделом гидроэнергетики и гидроэнергетического оборудования, г. Санкт-Петербург.

Михайлов Владимир Евгеньевич, доктор технических наук, ОАО «НПО ЦКТИ», генеральный директор, г. Санкт-Петербург.

Официальные оппоненты:

Муравьев Олег Алексеевич, доктор технических наук, ФГБОУ ВПО Московский государственный строительный университет (МГСУ), профессор кафедры, г. Москва.

Макаров Валерий Васильевич, кандидат технических наук, НПО «РАНД», главный специалист, г. Санкт-Петербург.

Ведущая организация:

ОАО «ВНИИГ им. Б.Е.Веденеева», г. Санкт-Петербург.

Защита состоится « 23 » сентября 2014 г. в 18:00 часов на заседании Диссертационного совета Д 212.229.09 при ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29, Главное здание, ауд. 118.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский политехнический университет».

Автореферат разослан «___» _____ 2014 г.

Ученый секретарь

Диссертационного совета Д 212.229.09

доктор технических наук, профессор

Хрусталеv Борис Сергеевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Вибрация гидроагрегата является комплексным показателем, определяющим надежность и экономичность оборудования. В этом показателе находят свое отражение обоснованность принятых в проекте конструктивных решений по агрегату; качество его изготовления, монтажа и ремонта; режимные условия работы машины. Материалы по обследованию вибрационного состояния действующего натурального оборудования следует рассматривать как результат уникального эксперимента, который не может быть воспроизведен ни в одной лаборатории. Исследование вибрационных характеристик действующих гидроагрегатов является всегда актуальным, так как направлено на повышение технического уровня оборудования и предупреждение аварийных ситуаций.

Проблемой современной энергетики является также создание эффективного контроля вибрационного состояния гидроагрегатов, находящихся в эксплуатации. Наиболее прогрессивным решением здесь является внедрение на ГЭС систем технической диагностики гидроагрегатов, которые позволяют выявлять дефекты и неисправности оборудования на ранней стадии их развития.

Цель исследования заключалась в обосновании зависимости вибрационных параметров гидроагрегатов от режимных и конструктивных факторов; разработке способов улучшения вибрационного состояния действующих, реконструируемых и проектируемых гидроагрегатов.

Для достижения поставленной цели в работе решались следующие задачи:

- создание расчетно-экспериментальной методики исследования вибрационного состояния действующих гидромашин, учитывающей жесткости опорных креплений и конструктивные схемы гидроагрегатов;
- проведение массового обследования вибрационного состояния гидроагрегатов ГЭС, оборудованных гидротурбинами разного типа (радиально-осевые, поворотно-лопастные, диагональные, пропеллерные);
- разработка расчетно-экспериментальной методики определения радиальной жесткости направляющих подшипников и осевой жесткости гидроагрегатов действующих ГЭС;
- обоснование влияния существующих конструктивных схем гидроагрегатов на распределение нагрузки между опорными узлами и на динамические характеристики гидромашин;
- исследование природы вибрационных нагрузок в гидроагрегатах с разными типами гидротурбин в широком частотном диапазоне (от частот менее 1 Гц до сотен Гц);
- разработка мероприятий (конструктивных, режимных) по снижению динамических нагрузок и улучшению вибрационного состояния гидроагрегатов;

- разработка диагностических признаков дефектов и неисправностей гидроэнергетического оборудования.

Научная новизна результатов работы заключается в следующем:

- разработана расчетно-экспериментальная методика исследования вибрационного состояния гидромашин, комплексно учитывающая природу и уровень действующих динамических сил, жесткость опорных креплений и конструктивную схему гидроагрегата;
- изучено влияние конструктивной схемы гидроагрегата на распределение нагрузок между подшипниками и на динамические характеристики машин;
- создан банк данных по радиальной и осевой жесткости опорных креплений гидроагрегатов разной конструкции;
- установлена природа различных частотных составляющих вибраций опорных узлов гидроагрегатов и обоснована их зависимость от режимных и конструктивных факторов;
- создан банк данных диагностических признаков, описывающий тридцать неисправностей оборудования гидроагрегатов по спектральным составляющим вибрации их опорных узлов.

Практическая ценность работы состоит в следующем:

1. Расчетно-экспериментальная методика исследования вибрационного состояния гидроагрегата позволяет выявить источник и природу вибраций машины; определить динамические силы, действующие со стороны рабочего колеса и ротора генератора; разработать конкретные мероприятия по улучшению вибрационного состояния гидроагрегата.
2. Использование созданного банка данных по радиальной и осевой жесткости опорных креплений позволяет улучшить вибрационные характеристики гидромашин, проектируемых для новых и реконструируемых ГЭС.
3. Банк данных по диагностическим признакам, описывающим неисправности оборудования, является интеллектуальной частью системы диагностики технического состояния гидроагрегата.

Реализация результатов работы:

1. Предложенные способы борьбы с повышенными вибрациями машин прошли апробацию на действующих ГЭС: по снижению механического и гидравлического небалансов рабочего колеса (Волжская, Капчагайская, Плявиньская, Майнская), механического и электрического небалансов ротора генератора (Саяно-Шушенская, Богучанская, Курейская, Шардаринская, Серебрянская-1), по уменьшению низкочастотных вибраций (Плявиньская, Усть-Каменогорская, Курейская), по снижению вибрации лопастной частоты (Камская) и др. Разработанные методы могут быть рекомендованы для решения аналогичных задач на других ГЭС.

2. Сформулированные диагностические признаки неисправностей агрегата по спектральным составляющим вибраций опорных узлов использованы при создании систем технической диагностики (Круонисская, Усть-Каменогорская, Кегумская ГЭС).

3. Материалы диссертации использованы в учебном процессе кафедры гидромашиностроения СПбГПУ и при обучении специалистов гидроэнергетиков.

Апробация работы. Результаты работы были доложены и обсуждены на: IV МНТК «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития» (21 июня 2006 г, Санкт-Петербург); МНТК «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития» (5-7 июня 2008 г, Санкт-Петербург); Конференции в «СМ-ЛМЗ» «Нестационарные явления в гидротурбинных блоках ГЭС» (9-10 декабря 2010 г, Санкт-Петербург); Научно-практической конференции НП Гидроэнергетики России «Повышение эффективности системы управления безопасностью ГЭС» (19-20 мая 2011 г. Москва).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 25 печатных работ, в том числе - 5 в журналах, рекомендованных ВАК. В автореферате приведена выборка из 12 работ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, заключения и списка литературы из 83 наименований. Основное содержание работы изложено на 221 странице текста, содержит 68 рисунков и 39 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе на основании обзора научно-технической литературы показывается, что вибрация гидроагрегата является комплексным показателем, определяющим надежность оборудования. Вибрации гидроагрегата зависят от трех факторов: уровня динамических сил, действующих на основные узлы машины; жесткости опорных креплений; конструктивной схемы гидроагрегата. Основным объемом научных работ по вибрациям в гидроэнергетике приходится на исследование динамических процессов в элементах гидроустановок. Здесь следует отметить работы: Андриенко Б.К., Александрова А.Е., Васильева Ю.С., Веремеенко И.С., Владиславлева Л.А., Григорьева В.И., Зубарева Н.И., Иванова И.И., Иванченко И.П., Исаева Ю.М., Кривченко Г.И., Ковалева Н.Н., Муравьева О.А., Пылева И.М., Смелкова Л.Л., Умова В.А., Усталова В.М., Грейна Х. и др. Это направление исследований получило дальнейшее развитие в диссертационной работе, где были сформулированы основные задачи, для решения которых были выполнены натурные исследования более, чем на 50 ГЭС России, стран СНГ и Прибалтики.

Вторая глава посвящена исследованию жесткостей опорных креплений гидроагрегатов. Радиальная жесткость подшипника C_p представляется состоящей из двух

составляющих жесткости (рис. 1): жесткости системы "масляный (водяной) слой — вкладыш" C_{p1} ; жесткости системы "корпус подшипника - крышка турбины (или крестовина)" C_{p2} .

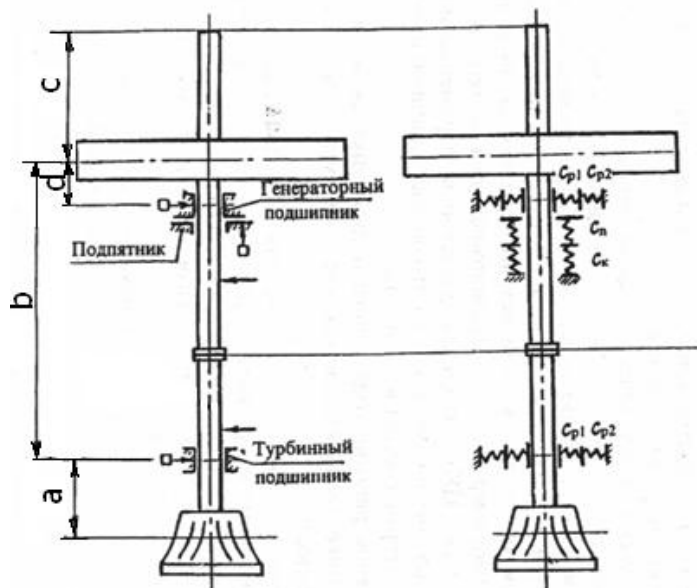


Рис. 1. Схема гидроагрегата с упругими связями

Суммарная радиальная жесткость подшипника C_p определяется по формуле:

$$C_p = \frac{C_{p1} \cdot C_{p2}}{C_{p1} + C_{p2}} \quad (1)$$

Составляющие радиальной жесткости C_{p1} и C_{p2} могут быть найдены из выражений:

$$C_{p1} = \frac{R_{под}}{\delta_{упр}}; \quad C_{p2} = \frac{R_{под}}{A}, \quad (2)$$

где: $R_{под}$ - нагрузка на подшипник; $\delta_{упр}$ - упругое перемещение системы "вал-масляный (водяной) слой - вкладыш" под действием силы $R_{под}$; A - перемещение системы "корпус подшипника - крышка турбины (крестовина)" под действием силы $R_{под}$.

Осевая жесткость гидроагрегата $C_{ос}$ также представляется состоящей из двух составляющих жесткости (рис. 1): жесткости опорных болтов и сегментов подпятника C_n и жесткости несущей крестовины (или крышки турбины при опоре на нее подпятника) C_k . Суммарная осевая жесткость гидроагрегата определяется по формуле:

$$C_{ос} = \frac{C_n \cdot C_k}{C_n + C_k} \quad (3)$$

Составляющие C_n и C_k могут быть найдены из следующих выражений:

$$C_k = \frac{G_p}{y_k}, \quad C_n = \frac{G_p}{(y_в - y_k)}. \quad (4)$$

где: G_p – вес ротора; u_k - перемещение несущей крестовины (или крышки турбины) в момент разгрузки; u_b - перемещения вала в момент разгрузки.

Экспериментальное определение жесткостей подшипников производилось различными способами: с использованием мерных устройств; воздействием на подшипник статической нагрузкой; воздействием на подшипник динамической силой. В главе приводится описание указанных способов, даются результаты определения радиальных жесткостей направляющих подшипников гидроагрегатов 34-х ГЭС, проведен анализ зависимости составляющих жесткостей подшипников от их типа и технического состояния. В табл. 1 приведена выборка жесткостей по 23 ГЭС. Данные о суммарной осевой жесткости используются для расчета собственных частот колебаний ротора в осевом направлении. Ниже приведены результаты определения осевой жесткости гидроагрегатов 22-х ГЭС (табл.2).

Полученные данные по жесткостям опорных узлов рекомендовано использовать в расчетах собственных частот ротора, линий прогиба вала вновь создаваемого и реконструируемого оборудования.

Табл. 1. Радиальная жесткость направляющих подшипников гидроагрегатов, 10^{-8} Н/м

| Наименование ГЭС | Турбинный подшипник | | | Нижний генераторный подшипник | | | Верхний генераторный подшипник | | | | |
|------------------|---------------------|--------|-------|-------------------------------|----------|-------|--------------------------------|----------|-------|----------|----------|
| | Тип | Смазка | C_p | C_{p1} | C_{p2} | C_p | C_{p1} | C_{p2} | C_p | C_{p1} | C_{p2} |
| Вехне-Тулумская | Кольцевой | Вода | 2,45 | 2,56 | 110,0 | 3,6 | 4,0 | 34,0 | 3,0 | 3,5 | 21,0 |
| Волгоградская | | | 1,8 | 1,9 | 50,0 | - | - | - | ... | ... | 20,0 |
| Кременчугская | | | 5,4 | 6,0 | 50,0 | - | - | - | ... | ... | 40,0 |
| Иркутская | | | 3,30 | 3,68 | 32,1 | 4,60 | 5,59 | 26,0 | 4,20 | 5,05 | 24,9 |
| Майнская | | | 2,02 | 2,48 | 10,5 | - | - | - | 4,8 | 5,6 | 32,5 |
| Нижнекамская | | | 4,0 | 4,54 | 33,8 | - | - | - | 9,9 | 14,3 | 32,0 |
| Воткинская | | | 2,5 | 2,7 | 32,0 | - | - | - | 5,4 | 6,6 | 31,0 |
| Павловская | | | 5,0 | 5,8 | 35,8 | - | - | - | 12,0 | 24,1 | 23,9 |
| Иовская | | | 11,0 | 15,5 | 38,0 | - | - | - | 6,0 | 6,2 | 26,9 |
| Камская | | | ... | ... | 35,0 | ... | ... | 6,0 | - | - | - |
| Шардаринская | | | 2,6 | 2,8 | 31,8 | 4,1 | 7,8 | 8,70 | - | - | - |
| Колымская | | | 4,9 | 5,4 | 48,0 | 14,0 | 22,0 | 42,0 | 13,0 | 21,0 | 35,0 |
| Саяно-Шушенская | Сегментный | Вода | 13,6 | 15,2 | 126,0 | - | - | - | 17,3 | 29,8 | 41,3 |
| Усть-Илимская | | | 7,2 | 11,4 | 19,6 | - | - | - | 7,9 | 10,0 | 38,3 |
| Курейская | | | 3,2 | 3,4 | 44,6 | - | - | - | 3,1 | 3,3 | 45,1 |
| Чебоксарская | | | 3,9 | 5,1 | 17,0 | - | - | - | 9,1 | 11,4 | 45,0 |
| Нарвская | | | 2,0 | 2,1 | 39,5 | - | - | - | 4,0 | 4,5 | 23,0 |
| Саяно-Шушенская | | | | | | | | | | | |
| Круонисская | Сегментный | Масло | 11,4 | 15,0 | 48,2 | - | - | - | 8,5 | 10,3 | 47,9 |
| Байпазинская | | | 6,5 | 7,5 | 49,7 | - | - | - | 9,8 | 17,6 | 22,1 |
| Кастраки | | | 5,0 | 9,54 | 10,5 | - | - | - | 7,0 | 8,71 | 35,6 |
| Капчагайская | | | 13,5 | 23,0 | 32,7 | - | - | - | 9,8 | 14,8 | 28,6 |
| Кегумская | | | 4,5 | 7,2 | 11,8 | - | - | - | 5,2 | 6,0 | 37,5 |
| Шамбская | | | 6,5 | 9,1 | 23,0 | 8,6 | 13,4 | 24,0 | 7,5 | 13,0 | 18,0 |

Табл. 2. Осовая жесткость гидроагрегатов

| Наименование ГЭС | Расположение опоры подпятника | Жесткость · 10 ⁻⁸ Н/м | | | |
|------------------|-------------------------------|----------------------------------|----------------|----------------|-------|
| | | C _{ос} | C _п | C _к | |
| Чебоксарская | на крышке турбины | 27,0 | 65,4 | 46,0 | |
| Майнская | | 30,0 | 72,0 | 51,0 | |
| Нижнекамская | | 27,0 | 65,0 | 46,0 | |
| Воткинская | | 35,0 | 95,3 | 55,3 | |
| ДнепроГЭС-2 | | 17,0 | 29,0 | 41,0 | |
| Курейская | | 19,7 | 35,3 | 44,5 | |
| Бурейская | | 45,6 | 92,0 | 85,4 | |
| Байпазинская | | 23,6 | 47,5 | 46,9 | |
| Усть-Илимская | | 31,5 | 59,3 | 67,0 | |
| Кегумская | | 36,4 | 56,7 | 101,0 | |
| Шульбинская | | 31,0 | 66,0 | 58,0 | |
| Камская | | 5,8 | 7,3 | 29,0 | |
| Павловская | | на нижней крестовине | 19,9 | 36,0 | 44,4 |
| Иркутская | | | 46,3 | 67,3 | 149,0 |
| Фархадская | на верхней крестовине | 7,4 | 11,2 | 22,0 | |
| Шамбская | | 16,3 | 45,2 | 25,5 | |
| Вилуйская-1 | | 16,0 | 33,0 | 31,0 | |
| Верхне-Тулумская | | ... | ... | 18,5 | |
| Уч-Курганская | | 10,7 | 23,0 | 20,0 | |
| Иовская | | 15,2 | 39,4 | 24,8 | |
| Нижегородская | | 17,8 | 28,0 | 49,0 | |
| Братская | | 14,0 | 27,0 | 29,1 | |

В третьей главе приведен анализ существующих конструктивных схем гидроагрегатов, рассматривается влияние схемы на распределение нагрузок между опорными узлами и на динамические характеристики машин. Расчеты показали, что коэффициент запаса по оборотной частоте k_1 ($k_1 = f_c / f_{об}$, где $f_{об}$ - оборотная частота возмущающей силы, f_c - частота собственных колебаний) колеблется для жестких опор в широких пределах. Для наиболее распространенной конструктивной схемы его изменения для жестких опор составляют для осевых турбин 2,61...5,91, а для радиально-осевых машин $k_1 = 3,15...6,61$, при нормативном значении $[k_1] = 2,6$. Учет реальных жесткостей подшипников дает для целого ряда ГЭС коэффициенты запаса k_1 ниже нормативного. Примером таких ГЭС являются: Волжская, ДнепроГЭС-2, Вилуйская, Верхне-Тулумская, Байпазинская, Чиркейская, Токтогульская и др. Наибольшее влияние на k_1 оказывает консольность рабочего колеса. При выполнении подшипника на водяной смазке относительная консольность рабочего колеса ($\bar{a} = a/D_1 = 0,32...0,46$) меньше, чем для подшипника на масляной смазке ($\bar{a} = a/D_1 = 0,48...0,64$). Поэтому достоинства того или иного конструктивного решения могут быть установлены только после проведения соответствующих расчетов.

В четвертой главе приводятся результаты исследования природы вибраций опорных узлов гидроагрегатов. Описана расчетно-экспериментальная методика определения динамических нагрузок на опорные узлы гидроагрегата и причины, вызывающие колебания

опорных узлов. Подробно исследованы все основные виды колебаний опорных узлов гидротурбин.

Низкочастотные колебания «жгутового» происхождения. Показано, что зона режимов с низкочастотными пульсациями потока, которая на стадии создания нового оборудования приходится на мощности $N_{T \leq (0,6 \dots 0,65) \cdot N_{T \text{ ном}}}$, должна уточняться натурными испытаниями. Результаты исследований показали, что указанная зона режимов с повышенным уровнем «жгутовых» пульсаций потока имеет вполне определенные границы относительно оптимальных по КПД режимов. На примере испытаний 8-ми гидротурбин Усть-Илимской ГЭС ($N_T = 245$ МВт при $H_p = 85,5$ м) показано, что ширина зоны и ее местоположение на эксплуатационной характеристике зависят от индивидуальных особенностей энергетических характеристик машин (табл. 3).

Табл. 3. Зона низкочастотных пульсаций потока «жгутового» происхождения агрегатов Усть-Илимской ГЭС при напоре $H_T = 88$ м

| № агрегата | Границы зоны, МВт | | Ширина зоны, ΔN , МВт | $\frac{N_{ГР\text{мак}}}{N_{\text{опт}}}$ |
|------------|--------------------|--------------------|-------------------------------|---|
| | $N_{ГР\text{мин}}$ | $N_{ГР\text{мак}}$ | | |
| 2 | 60 | 130 | 70 | 0,58 |
| 8 | 75 | 150 | 75 | 0,67 |
| 9 | 70 | 130 | 60 | 0,58 |
| 10 | 70 | 140 | 70 | 0,62 |
| 11 | 45 | 120 | 75 | 0,53 |
| 12 | 60 | 130 | 70 | 0,58 |
| 13 | 50 | 130 | 80 | 0,58 |
| 14 | 50 | 120 | 70 | 0,53 |

Аналогичные исследования 4-х обратимых гидроагрегатов Круонисской ГАЭС позволили уточнить запрещенную для эксплуатации зону работы (рис. 2).

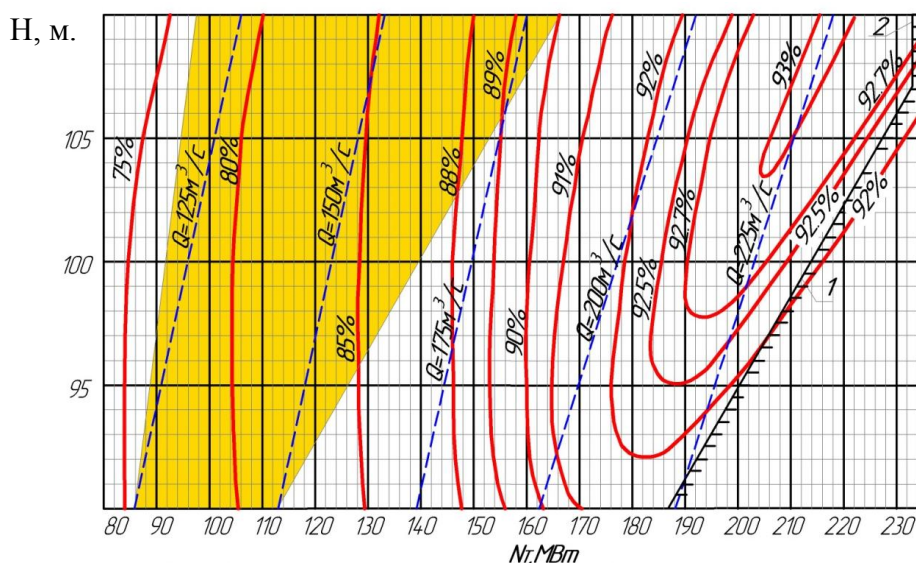


Рис. 2. Уточненная эксплуатационная характеристика насос - турбины Круонисской ГАЭС в турбинном режиме

- 1 – ограничение мощности по открытию направляющего аппарата $a_0 = 100\%$;
- 2 – ограничение мощности по генератору.

Считалось, что абсолютная величина низкочастотных пульсаций потока зависит от напора. Исследование этого вопроса показало, что общей зависимости величины низкочастотной нагрузки от напора не существует. Варианты здесь могут быть различными. Показано, что максимальное воздействие «жгута» имеет место на тех режимах, которым соответствуют наибольшие потери мощности водотока ΔN ($\Delta N_i = \frac{1-\eta_i}{\eta_i} \cdot N_{Ti}$, где: η_i и N_{Ti} – КПД и мощность турбины на «i»-ом режиме соответственно).

Вибрации с частотой $0,5 \cdot f_{об}$. Их появление в спектре вибраций направляющих подшипников свидетельствует об ослаблении крепежа данного узла. Установлено, что эти вибрации имеют место даже на оптимальных по КПД режимах.

Вибрации обратной частоты $f_{об}$. Эти колебания являются наиболее частой причиной повышенных вибраций направляющих подшипников машины. Они вызываются динамической неуравновешенностью ротора агрегата, которая может иметь механическую, электрическую и гидравлическую природу. Особое внимание в работе уделено вибрациям, связанным с гидродинамическим небалансом рабочих колес. Показано, что он появляется при сочетании двух факторов: 1) через межлопастные каналы колеса проходит разный расход воды; 2) в противоположащих лопастных каналах рабочего колеса расходы воды не уравновешены.

На примере временного рабочего колеса Саяно-Шушенской и турбины Нурекской ГЭС показано, что сила гидродинамического небаланса растет с увеличением расхода воды (мощности турбины) и напора. Для примера ниже приведены максимальные гидродинамические силы обратной частоты временной гидротурбины 2 СШГЭС при полном открытии направляющего аппарата ($a_0 = 100\%$):

| Н, м | N_a , МВт | $F_{рк}^{об}$ |
|------|-------------|--------------------|
| 62 | 140 | $F_{мин}^{об}$ |
| 105 | 360 | $2,5 F_{мин}^{об}$ |
| 121 | 400 | $3,0 F_{мин}^{об}$ |

Аналогичные результаты получены также при натурных испытаниях радиально-осевых гидротурбин Нурекской ГЭС. Статистическая обработка экспериментальных данных по всем исследованным напорам ($H = 206$ м, 245 м, 264 м) позволила установить для агрегатов этой ГЭС эмпирическую зависимость гидродинамической силы от напора для $a_0 = \text{const}$ в следующем виде:

$$F_{РКН}^{об} = F_6^{об} \cdot \left(\frac{H}{H_6} \right)^{2,8}, \quad (5)$$

где: $F_6^{об}$ – сила на рабочем колесе при базовом значении напора $H = 206$ м; $F_{РКН}^{об}$ – сила на рабочем колесе при напоре H .

На основе выражения (5) были найдены максимальные значения гидродинамической силы в поле эксплуатационной характеристики $H-N_a$ (рис. 3).

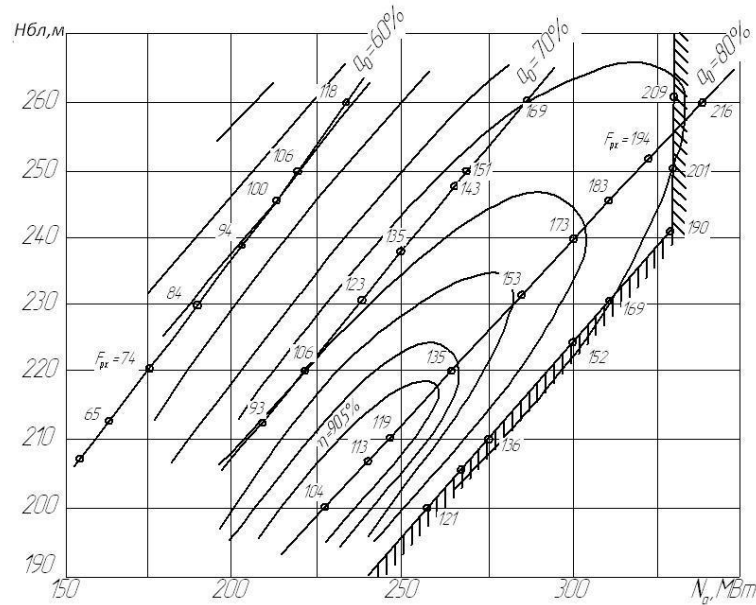


Рис. 3. Эксплуатационная характеристика гидроагрегата Нурекской ГЭС с указанием максимальной гидравлической силы на рабочем колесе в кН

Показано, что диагностическим признаком гидравлического небаланса колеса является изменение (рост) вибраций обратной частоты корпуса турбинного подшипника с увеличением мощности агрегата. Кавитационные явления и впуск воздуха в проточную часть турбины не влияют на величину и направление гидравлической силы.

Разработка строгих аналитических зависимостей для расчета величины гидродинамического небаланса представляется нереальной задачей, если принять во внимание, что эта сила определяется технологическим фактором изготовления машины. В условиях индивидуальных технологических отклонений в лопастной системе более правильно говорить лишь о приближенных оценках максимально возможной величины силы небаланса на основе накопленных статистических сведений по действующим ГЭС.

На основании проведенных многолетних исследований автором получена эмпирическая зависимость для прогнозной оценки максимальной величины гидродинамической силы обратной частоты, которая для радиально-осевых турбин имеет вид:

$$F_{РК\max}^{об} = 0,08 \cdot H \cdot D_1^2, \text{ кН}, \quad (6)$$

а для поворотно-лопастных турбин:

$$F_{РК_{макс}}^{об} = 0,20 \cdot H \cdot D_1^2, \text{ кН.} \quad (7)$$

В этих зависимостях: H – напор турбины, м; D_1 – диаметр рабочего колеса, м.

Что касается направления силы от гидродинамического небаланса, то, строго говоря, оно зависит от режима работы агрегата. Однако, по опыту многочисленных исследований автора на различных ГЭС можно утверждать, что вектор гидравлической силы от небаланса рабочего колеса слабо зависит от режима работы турбины. Это позволяет ввести на ротор агрегата компенсирующую динамическую силу (путем установки механических грузов), которая действует в противофазе с гидравлической силой от небаланса колеса и снижает, тем самым, нагрузку на турбинный подшипник. Такие решения неоднократно использовались автором для снижения вибраций опорных узлов турбины.

Вибрации двойной оборотной частоты $2f_{об}$. Появление таких колебаний в спектре вибраций опорных узлов вызывается разными причинами: большой неравномерностью зазора в подшипниках; разной жесткостью подшипников по различным направлениям; несоосностью валов турбины и генератора; формой статора генератора.

Вибрации лопастной $f_{лоп}$ и двойной лопастной $2f_{лоп}$ частот. Эти вибрации ($f_{лоп} = Z_{РК} \cdot f_{об}$, где $Z_{РК}$ – число лопастей рабочего колеса) вызываются взаимодействием гидравлической постоянной силы со стороны проточного тракта и лопастной системы колеса. Гидравлическая постоянная сила может формироваться двумя факторами:

- неравномерностью подвода воды к рабочему колесу со стороны спиральной камеры;
- неравномерностью зазоров в лабиринтных уплотнениях радиально-осевых колес.

Показано, что на быстроходных низконапорных гидротурбинах с малым числом лопастей в спектре вибраций опор всегда присутствуют вибрации лопастной частоты.

В радиально-осевых турбинах, имеющих полный или близкий к нему угол охвата спиральной камеры, постоянная гидравлическая сила возникает из-за неравномерности зазоров в лабиринтных уплотнениях рабочего колеса. Уровень вибраций лопастной частоты при этом зависит не только от состояния зазоров в лабиринтных уплотнениях, но также и от состояния лопастей. Вибрации лопастной частоты резко усиливаются и дополнительно появляются колебания двойной лопастной частоты, если имеет место нарушение расчетного профиля.

Изложенные закономерности по вибрациям лопастной частоты радиально-осевых гидротурбин справедливы и для диагональных турбин. Исследования на Колымской ГЭС ($N_T=185$ МВт), подтвердили, что колебания лопастной частоты могут быть диагностическим признаком состояния камер рабочих колес.

Вибрации лопаточной частоты $f_{лопат}$. Вибрации лопаточной частоты ($f_{лопат} = Z_{НА} \cdot f_{об}$, где $Z_{НА}$ – число лопаток направляющего аппарата) вызываются шаговой неравномерностью

потока за лопатками направляющего аппарата. Близкое расположение лопаток направляющего аппарата к рабочему колесу радиально-осевой турбины приводит к тому, что формируемая аппаратом неравномерность потока доходит до лопастной системы колеса и вызывает в ней динамические напряжения частотой $f_{\text{лопат}}$. В расчетах радиально-осевых колес на усталостную прочность обычно принимается, что динамические напряжения проявляются с лопаточной частотой, а их амплитуда составляет 10% от статических напряжений. Обоснованность этого положения исследовалась автором на примере турбин Усть-Илимской и Саяно-Шушенской ГЭС. Проведенные исследования показали, что значения соотношения $\bar{\sigma}_{\text{д.лон}}/\bar{\sigma}_{\text{ст}}$ сильно зависит от режима работы гидроагрегата. На основных мощностных режимах амплитуда динамических напряжений составляет менее 1,5% от уровня статических напряжений, тогда как на частичных мощностях это соотношение приближается к 10%.

Вибрации сегментной частоты $f_{\text{сегм}}$. Вибрации сегментной частоты ($f_{\text{сегм}} = Z_{\text{сегм}} \cdot f_{\text{об}}$, где $Z_{\text{сегм}}$ – число сегментов подпятника) на исправном агрегате должны передаваться только в осевом направлении. Они являются диагностическим признаком состояния зеркала подпятника. При хорошем состоянии зеркала уровень этих колебаний не превышает $2A \leq 5$ мкм, а при неудовлетворительном состоянии достигает $2A = 20$ мкм и более.

Вибрации, вызываемые ударными нагрузками. При работе реактивных гидротурбин на малых мощностях угол выхода потока с лопаток направляющего аппарата не согласован с углом лопасти рабочего колеса. В результате этого на машину действуют ударные гидравлические нагрузки, которые вызывают вибрации агрегата на собственных частотах в осевом и поперечном направлениях. При этом экспериментально могут быть получены значения первых собственных частот колебаний ротора агрегата. Сопоставление собственных частот колебаний по эксперименту и расчетных данных для ряда обследованных агрегатов действующих ГЭС приведены в табл. 4.

Высокочастотные вибрации. Высокочастотные гидродинамические нагрузки играют основную роль в накоплении усталостных явлений в металле рабочих колес и ослаблении крепежа опорных конструкций турбин. Они генерируются сходом вихрей (так называемых вихрей Кармана) с кромок лопастей рабочего колеса, лопаток направляющего аппарата, колонн статора. Частота срыва вихрей (в Гц) определяется по формуле: $f = Sh \cdot \frac{W_2}{\delta}$, где: Sh – число Струхалия (для профилей гидротурбинного колеса составляет 0,18...0,20); W_2 – скорость потока на выходе с лопастей колеса (лопаток направляющего аппарата, статорных колонн), м/с; δ – толщина выходной кромки профиля, м.

Известно, что если собственная частота колебаний тела совпадает с частотой образования вихрей, амплитуда колебаний резко возрастает. В этом случае колебания обтекаемого тела происходят на частоте его собственных колебаний.

Табл. 4. Собственные частоты колебаний гидроагрегатов
в осевом и поперечном направлениях

| Наименование ГЭС | Диаметр колеса D_1 , м | Собственная частота осевых колебаний, Гц | | Собственная частота поперечных колебаний, Гц | |
|---------------------|--------------------------------|---|------------|---|-----------|
| | | эксперим | расчет | эксперим | расчет |
| Волгоградская | 9,3 | 13,0 | 13,0 | 3,0÷4,5 | |
| Нижегородская | 9,0 | 7÷10 | | 3÷4 | |
| Новосибирская | 8,0 | 8÷9 | | 3÷4 | |
| Иркутская | 7,2 | 9÷12 | 11,2; 38,9 | 3÷5 | 3,2; 6,1 |
| Павловская | 5,5 | 8÷9,8 | 9,5–10,8 | 5,5÷7,5 | 4,0; 6,4 |
| Чир-Юртская | 3,7 | 9,4÷12,5 | | 6,2 | |
| ДнепроГЭС-2 | 6,8 | 9÷11 | 8,87 | 5÷6 | 6,3 |
| Зейская | 6,0 | 8÷11 | | 6,8 | |
| Колымская | 4,2 | 15,0 | 14,7 | 7÷11 | 9,6 |
| Миатлинская | 6,0 | 6,0÷7,5 | 6,5 | 5,5÷7,5 | 5,5; 7,3 |
| Нурекская | 4,75 | 8÷10 | | 6÷8 | |
| Усть-Илимская | 5,5 | 9÷11 | | 6÷8 | |
| Байпазинская | 6,2 | 8,3 | | 4,7÷5,0 | |
| Бурейская | 6,25 | 9,5÷11,5 | 11,5 | 5,7÷8,0 | 6,4; 9,1 |
| Круониская | 6,3 | 8,5÷11,0 | | 3,4÷6,0 | 5,6; 11,6 |
| Плявиньская | 6,2 | 9÷11 | | 3,5÷5,9 | |
| Усть-Каменогорская | 5,45 | 6,6÷8,0 | | 3,5÷6,0 | |

Проведенные исследования показали, что современные радиально-осевые гидротурбины характеризуются таким соотношением длины и ширины лопастей, при которых собственные частоты нередко оказываются близкими или совпадают с частотой срыва вихрей.

В диагональных и осевых турбинах этот же эффект возможен только с частотой вихрей, генерируемых свисающей в камеру периферией лопасти.

Пятая глава посвящена способам улучшения вибрационного состояния опорных узлов гидроагрегатов. Основным направлением повышения вибрационной надежности действующих гидроагрегатов является снижение динамических нагрузок на опорные узлы. Для большого числа гидротурбин рассмотрены наиболее характерные примеры для отдельных составляющих колебаний во всем диапазоне частот: от «жгутовых», составляющих менее 1,0 Гц до высокочастотных колебаний с частотами 100 и более Гц.

Снижение нагрузок оборотной частоты. В диссертации приводятся примеры снижения механического небаланса ротора генератора установкой груза на спице ротора генератора (Серебрянская, Саяно-Шушенская, Жигулевская, Курейская и др.), механического небаланса рабочего колеса (Волжская, Шардаринская). Гидравлический

небаланс рабочего колеса также приводит к нагрузкам оборотной частоты и для его снижения используется как метод его механической компенсации (Капчагайская ГЭС), так и создание гидравлической компенсирующей силы (Плявиньская ГЭС).

Снижение низкочастотных нагрузок «жгутового» происхождения. В работе приводятся методы снижения нагрузок и конкретные примеры их реализации различными способами:

- подача атмосферного и сжатого воздуха в различные элементы проточной части турбины (ДнепроГЭС-2, Круонисская ГАЭС);
- конструктивные решения: подрезка лопастей (Чиркейская ГЭС), установка ребер в отсасывающей трубе (Плявиньская ГЭС).

Снижение нагрузок лопастной частоты. В осевых турбинах они сводятся к уменьшению неравномерности подвода воды спиральной камерой, в радиально-осевых турбинах выравниванием зазоров в лабиринтном уплотнении.

В диссертационной работе приводятся разработанные и проверенные на ряде турбин мероприятия по снижению более высокочастотных динамических нагрузок: (лопаточной частоты, с частотой вихрей Кармана).

Шестая глава посвящена разработке диагностических признаков дефектов и неисправностей оборудования по спектральным составляющим вибрации опорных узлов. Показано, что в настоящее время на ГЭС устанавливаются системы мониторинга, не обеспечивающие эффективного контроля за техническим состоянием оборудования.

На основании материалов испытаний агрегатов более, чем 40 ГЭС, данных опыта эксплуатации оборудования ГЭС, результатов расчетно-экспериментальных исследований подготовлена интеллектуальная база перехода от системы мониторинга к системе диагностики. Интеллектуальная база включает в себя режимную диагностику гидротурбин и диагностику технического состояния оборудования. Дается объяснение природы возникновения различных гидравлических сил, для каждой из которых излагается способ выявления.

Создан банк данных, описывающий более тридцати неисправностей оборудования, который является интеллектуальной частью системы диагностики технического состояния гидроагрегатов. При диагностировании неисправностей используются: анализ амплитудно-частотного спектра вибраций опорных узлов и биения вала; изучение годографов биения вала и вибраций подшипников; изменение соотношения амплитуд вибрационных характеристик (вибраций и биения вала) и фазы колебаний; тренды вибрационных характеристик агрегата; сравнение фактической линии вала с расчетной. В табл. 5 приводится пример диагностирования рабочего колеса радиально-осевой турбины.

Табл. 5. Диагностика технического состояния рабочего колеса

| Узел | Дефект | Диагностический параметр | Диагностические признаки дефекта |
|----------------|---|---|---|
| Рабочее колесо | Механическая неуравновешенность | По радиальным вибрациям корпуса турбинного подшипника и биениям вала в его зоне | Выявляется на режиме выбега (после отключения агрегата от сети) и на режимах холостого хода с разной частотой вращения. Амплитуда колебаний оборотной частоты возрастает пропорционально квадрату частоты вращения. С изменением мощности агрегата величины вибраций и биений вала оборотной частоты не изменяются. |
| | Гидравлическая неуравновешенность | По радиальным вибрациям корпуса турбинного подшипника и биениям вала в его зоне | Амплитуды вибраций и биения вала оборотной частоты возрастают с увеличением расхода воды (мощности агрегата). |
| | Задевание в нижнем лабиринтном уплотнении | По вибрациям опорных узлов и биениям вала | Появление в спектре радиальных вибраций корпусов подшипников и биениях вала колебаний ротора в поперечном направлении с собственными частотами. В спектре вертикальных вибраций наблюдаются частоты собственных колебаний ротора в осевом направлении. |

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработана расчетно-экспериментальная методика исследования вибрационного состояния гидроагрегатов, учитывающая жесткости опорных закреплений и конструктивные особенности машин. Выполнено вибрационное обследование гидроагрегатов разных типов более, чем на 50 ГЭС бывшего Советского Союза.

2. Создан банк данных по радиальным жесткостям подшипников разных типов и осевой жесткости агрегатов с различным исполнением опорного узла. Полученные данные рекомендуется использовать в качестве базовых аналогов в вибрационных расчетах вновь создаваемого и реконструируемого оборудования.

3. Установлены особенности конструкций опорных закреплений гидроагрегатов.

Радиальная жесткость подшипников имеет две составляющие:

- составляющая жесткости «корпус подшипника - крышка турбины (крестовина)» C_{p2} не имеет принципиальных отличий для подшипников на водяной и масляной смазке и в подавляющем большинстве случаев находится в пределах $C_{p2} = (20 \div 25) \cdot 10^8$ Н/м и выше;
- составляющая жесткости «вал - масляный (водяной) слой-вкладыш» C_{p1} существенно ниже составляющей «корпусной» жесткости C_{p2} и определяет величину суммарной (полной) жесткости подшипника C_p . Самые низкие значения этой составляющей жесткости свойственны подшипникам с кольцевыми резиновыми вкладышами на водяной смазке $C_{p1} = (2,0 \div 4,0) \cdot 10^8$ Н/м, а наибольшей величиной жесткости обладают баббитовые подшипники на масляной смазке $C_{p1} = (8,0 \div 10,0) \cdot 10^8$ Н/м.

Осевая жесткость агрегатов также включает две составляющие:

- составляющая жесткости опорных болтов и сегментов подпятника $C_{п}$ соизмерима с жесткостью второй составляющей C_k (жесткость несущей крестовины или крышки турбины);

– гидроагрегат с опорой подпятника на крышку турбины имеет составляющую осевой жесткости C_k примерно вдвое выше, чем при опирании подпятника на верхнюю крестовину.

4. Исследованы динамические характеристики гидроагрегатов и распределение нагрузки между направляющими подшипниками в зависимости от их конструктивной схемы.

Консольность рабочего колеса гидротурбины с баббитовым подшипником гораздо выше, чем с резиновым подшипником на водяной смазке. Однако, учитывая более низкую жесткость последнего, достоинства того или иного конструктивного решения могут быть установлены только после проведения соответствующих расчетов.

5. Выполнено масштабное исследование природы вибраций гидромашин во всем частотном диапазоне их проявления. Установлена зависимость вибраций от режимных и конструктивных факторов для: низкочастотных вибраций «жгутовой» частоты $f_{ж}$; вибраций с частотами: половина оборотной $0,5f_{об}$; оборотной $f_{об}$; двойной оборотной $2f_{об}$; лопастной $f_{лоп}$; двойной лопастной $2f_{лоп}$; лопаточной $f_{лопат}$; сегментной $f_{сегм}$; с частотами собственных колебаний ротора агрегата; высокочастотные вибрации.

6. Разработаны и апробированы на гидроагрегатах ГЭС практические способы снижения низкочастотных гидравлических нагрузок «жгутового» происхождения; устранения динамических нагрузок оборотной частоты; снижения высокочастотных нагрузок, создаваемых кромочными вихрями; отстройки от колебаний с собственными частотами и др.

7. Создан банк диагностических признаков, описывающих более тридцати неисправностей основного оборудования по спектральным составляющим вибраций опорных узлов и разработаны алгоритмы выявления неисправностей на ранней стадии. Диагностические признаки использованы при создании стационарных систем вибрационного контроля гидроагрегатов Круонисской ГАЭС (Литва), Межшлюзовой ГЭС (Россия), Кегумской ГЭС (Латвия).

8. Материалы диссертации использованы в учебном процессе кафедры гидромашиностроения СПбГПУ и при обучении специалистов гидроэнергетиков.

СПИСОК ОСНОВНЫХ РАБОТ СОИСКАТЕЛЯ

Публикации в изданиях Перечня ВАК

1. Палумбо В.М. Проблемы нормирования вибраций гидроагрегатов / В.М.Палумбо, А.Н.Прокопенко, Л.Л.Смелков // Гидротехническое строительство. - 2002. - № 7. - с. 13-15.

2. Калаев В.А. Результаты работ по расширению диапазона регулирования высоконапорной радиально-осевой турбины / В.А.Калаев, В.М.Козлов, А.Н.Прокопенко // Новое в российской электроэнергетике. - 2012. - №10. - с. 17-25.

3. Иванченко И.П. Анализ опыта эксплуатации агрегата 2 с временным рабочим колесом на Саяно-Шушенской ГЭС / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко // Гидротехническое строительство. - 2013. - № 10. - с. 34-42.

4. Иванченко И.П. Роль кромочных вихрей в разрушении рабочих колес радиально-осевых гидротурбин / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко // Гидротехническое строительство. - 2013. - №10. - с. 43-48.

5. Иванченко И.П. Высокочастотные гидродинамические нагрузки в диагональных гидротурбинах Колымской ГЭС / И.П. Иванченко, А.Н. Прокопенко А.Н. // Гидротехническое строительство. - 2014. - №2. - с. 12-19.

Публикации в журналах и трудах конференций

6. Иванченко И.П. Вибрационная надежность гидротурбин. Обзор / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко, Ю.И.Рабин, Л.Л.Смелков // Энергетическое машиностроение. - Сер. 13.- Вып. 13. - ЦНИИТЭИтяжмаш. – М., 1989. - 64 с.

7. Прокопенко А.Н. Анализ вибраций узлов гидроагрегатов. // Труды ЦКТИ. - Вып. 267. - 1991. - с. 63-71.

8. Иванченко И.П. Вибрационная диагностика гидротурбин / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко // В кн. Диагностика турбинного оборудования электрических станций. Под ред. Л.А.Хоменка – СПб. - Изд. ПЭИПК. - 2004. - с. 223- 262.

9. Иванченко И.П. Повышение вибрационной надежности гидротурбин Плявиньской ГЭС / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко, А.Б.Рымкевич, П.Л.Каялин // IV МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития" – изд-во СПбГПУ. - 2006. - с. 104-108.

10. Прокопенко А.Н. Опыт использования стационарной системы вибрационного контроля для оценки технического состояния обратимой гидромашины / А.Н.Прокопенко, В.М.Ляпунов, Г.Мекас // IV МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития" – изд-во СПбГПУ. - 2006. - с. 137-140.

11. Иванченко И.П. Техническая система мониторинга и диагностики разработки «НПО ЦКТИ» / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко, Л.Л.Смелков // МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития" - изд-во СПбГПУ. - 2008. - с. 48-58.

12. Прокопенко А.Н. Анализ причин разрушения шпилек крепления крышки турбины агрегата №2 Саяно-Шушенской ГЭС / А.Н.Прокопенко, И.П.Иванченко // НПК НП Гидроэнергетика России «Повышение эффективности системы управления безопасностью ГЭС». – 2011. – с. 8.