ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО

ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ СТАНДАРТ

ПНСТ 47— 2015 МЭК 60193(1999)

ТУРБИНЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ, АККУМУЛИРУЮЩИЕ НАСОСЫ И ТУРБОНАСОСЫ

Приемочные испытания на модели

IEC 60193:1999
Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines
Model acceptance tests

(IDT))

Издание официальное

Москва
Стандартинформ
2016

gost.e-ecolog.ru

Предисловие

1 ПОДГОТОВЛЕН Федеральным государственным унитарным предприятием «Всероссийский научно-исследовательский институт стандартизации и сертификации в машиностроении» (ВНИИНМАШ) и Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский институт энергетических сооружений» (ОАО «НИИЭС») на основе собственного аутентичного перевода на русский язык международного стандарта, указанного в пункте 4

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 330 «Процессы, оборудование и энергетические системы на основе возобновляемых источников энергии»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 23 июня 2015 г. № 22-пнст

4 Настоящий стандарт идентичен международному стандарту МЭК 60193(1999) «Гидравлические турбины, аккумулирующие насосы и турбонасосы. Приемочные испытания на модели» (IEC 60193:1999 «Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines. Model acceptance tests»).

При применении настоящего стандарта рекомендуется использовать вместо ссылочных международных стандартов соответствующие им национальные стандарты Российской Федерации, сведения о которых приведены в дополнительном приложении ДА

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Правила применения настоящего стандарта и проведения его мониторинга установлены в ГОСТ Р 1.16–2011 (разделы 5 и 6).

Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии собирает сведения о практическом применении настоящего стандарта. Данные сведения, а также замечания и предложения по содержанию стандарта можно направить не позднее чем за девять месяцев до истечения срока его действия разработчику настоящего стандарта по адресу: 123007, г. Москва, ул. Шеногина, д. 4 и в Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии по адресу: Ленинский проспект, д. 9, Москва В-49, ГСП-1, 119991.

В случае отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты» и журнале «Вестник технического регулирования». Уведомление будет размещено также на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет (gost.ru)

© Стандартинформ, 2016

Настоящий стандарт не может быть воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1 Общие правила 1
1.1 Область применения и объекты 1
1.2 Нормативные ссылки 2
1.3 Термины, определения, обозначения и единицы измерений 3
1.4 Характер и степень гарантий, связанных с гидравлической производительностью 17
2 Проведение испытаний 20
2.1 Требования к испытательной установке и модели 20
2.2 Проверка габаритов модели и опытного образца натурной машины 23
2.3 Гидравлическое подобие, условия и порядок проведения испытаний 39
2.4 Введение в методы измерений 54
2.5 Физические свойства 55
3 Основные гидравлические характеристики. Методы измерения и результаты 60
3.1 Снятие/запись и обработка данных 60
3.2 Измерение расхода 66
3.3 Измерение давления 73
3.4 Измерение уровня свободной поверхности воды 80
3.5 Определение E и NPSE 82
3.6 Измерение крутящего момента вала 92
3.7 Измерение скорости вращения 98
3.8 Обработка результатов испытаний 98
3.9 Анализ ошибок 118
3.10 Сравнение с гарантиями 123
4 Дополнительные данные о работе оборудования. Методы измерений и результаты 129
4.1 Введение в измерение дополнительных данных 129
4.2 Получение и накопление данных для измерения пульсирующих параметров 130
4.3 Пульсации давления 133
4.4 Пульсации крутящего момента вала 145
4.5 Осевое и радиальное усилие 146
4.6 Гидравлические нагрузки на испытываемые компоненты 153
4.7 Испытание в расширенном операционном диапазоне 164
4.8 Измерение дифференциального давления в пошаговых испытаниях опытного образца натурной машины 168
Приложение A (справочное) Безразмерные величины 170
Приложение B (справочное) Физические величины 172
Приложение C (справочное) Вывод уравнения для удельной гидравлической энергии турбины 177
Приложение D (справочное) Влияние плотности воды ρ_{wa} на измерения и калибровку 179
Приложение E (справочное) Порядок проведения испытаний и расчетов 180
Приложение F (обязательное) Масштабирование КПД (гидравлической эффективности) реактивных машин 183
Приложение G (обязательное) Вычисление угонных характеристик опытного образца натурной машины с учетом трения и вентиляционных потерь агрегата 188
Приложение H (справочное) Пример определения оптимально плавной кривой: метод отдельных сегментов 189

Приложение J (справочное) Примеры анализа источников ошибки и оценки погрешности 191
Приложение K (обязательное) Масштабированная эффективность для ковшовых турбин Пелтона 195
Приложение L (обязательное) Анализ случайной погрешности для испытания при постоянных рабочих условиях 198
Приложение M (обязательное) Расчет числа Тома для станции σ_{pl} 201
Приложение N (справочное) Детальная блок-диаграмма удельной гидравлической энергии, расхода и мощности 203
Приложение P (справочное) Библиография 205
Приложение ДА (справочное) Сведения о соответствии ссылочных международных стандартов национальным стандартам Российской Федерации и действующим в этом качестве межгосударственным стандартам 206

ПНСТ 47–2015
МЭК 60193(1999)

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ СТАНДАРТ

ТУРБИНЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ, АККУМУЛИРУЮЩИЕ НАСОСЫ И ТУРБОНАСОСЫ

Приемочные испытания на модели

Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines. Model acceptance tests

Срок действия — с 2016—07—01 по 2019—07—01

1 Общие правила

1.1 Область применения и объекты

1.1.2 Область применения

Настоящий стандарт применяется для лабораторных испытаний моделей любого типа активных или реактивных гидравлических турбин, насосов или насос-турбин.

Настоящий стандарт распространяется на модели машин с единичной мощностью более 5 МВт или диаметром более 3 м. Описанные в стандарте процедуры для машин с меньшей мощностью и меньшими габаритами обычно не применяются, однако по договоренности между покупателем и поставщиком им можно пользоваться и в этом случае.

В настоящем стандарте термин «турбина» включает насос-турбину, работающую в турбинном режиме, а термин «насос» включает насос-турбину, работающую в насосном режиме.

Настоящий стандарт не рассматривает вопросы коммерческого характера, за исключением тех, которые неразрывно связаны с проведением испытаний. Настоящий стандарт не рассматривает отдельные детали, механические свойства компонентов машин, если они не влияют на производительность модели, или соотношение производительности модельной и натурной машин.

1.1.3 Объекты

Настоящий стандарт содержит классификацию приемочных испытаний модели гидравлических турбин, насосов и насос-турбин, которые должны подтвердить соответствие основных гидравлических характеристик договорным условиям.

Настоящий стандарт также содержит правила проведения испытаний в случаях, если любая из фаз испытаний оспаривается сторонами договора.

Основными задачами стандарта являются:

- определение используемых терминов и понятий;
- описание методов испытаний и измерений в зависимости от вида гидравлических моделей;
- описание методов численной обработки результатов и сравнения их с гарантиями (договорными условиями);
- определение гарантий, на которые распространяется данный стандарт;
- определение формы, содержания и структуры заключительного отчета о проведении испытаний.

Гарантии могут быть предоставлены одним из следующих способов:

- гарантии производительности опытных образцов натурной машины, рассчитанные по результатам испытаний модели с учетом масштабного эффекта;
- гарантии производительности модели турбины.

Дополнительные данные о производительности турбин могут быть использованы при проектировании или эксплуатации натурных гидравлических машин только в качестве рекомендации или инструкции для пользователя (4.1).

Приемочные испытания модели рекомендуется проводить в том случае, если условия проведения приемочных испытаний не позволяют проверить договорные гарантии параметров опытных образцов натурной машины.

Стандарт может применяться для проведения испытаний модели и для других целей, например, для сравнительных испытаний или научно-исследовательских работ.

Издание официальное

В случае противоречия между настоящим стандартом и любым другим стандартом, предпочтение отдается положениям настоящего стандарта.

1.2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы нормативные ссылки на следующие стандарты:

МЭК 60041:1991 Турбины гидравлические, гидроагрегаты ГАЭС и турбонасосы. Полевые приемочные испытания для определения пропускной способности (IEC 60041:1991, Field acceptance test to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines)

МЭК 60609:1978[1)] (IEC 60609:1978, Cavitation pitting evaluation in hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines)

МЭК 60609-2:1997[2)] Турбины гидравлические, гидроагрегаты ГАЭС и турбонасосы. Оценка кавитационного питтинга. Часть 2. Оценка в турбинах Пелтона (IEC 60609-2:1997, Cavitation pitting evaluation in hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Part 2: Evaluation in Pelton turbines)

МЭК 61366[2)] Гидротурбины, гидроагрегаты ГАЭС и турбонасосы. Тендерные документы (все части) (IEC 61366 (all parts), Hydraulic turbines storage pumps and pump-turbines – Tendering Documents)

МЭК 60994:1991 Машины гидравлические (турбины, аккумуляционные насосы и турбонасосы). Руководство по эксплуатационным измерениям вибраций и пульсаций (IEC 60994:1991, Guide for field measurement of vibrations and pulsations in hydraulic machines (turbines, storage pumps and pump-turbines))

МЭК 61364:1999 Гидроэлектростанции. Номенклатура машинного оборудования (IEC 61364:1999, Nomenclature of hydraulic machinery)

ИСО 31-12:1992[3)] Величины и единицы измерения. Часть 12. Характеристические числа (критерии подобия) (ISO 31-12:1992, Quantities and units – Part 12: Characteristic numbers)

ИСО 468:1982[4)] Шероховатость поверхности. Параметры, их значения и общие правила установления технических требований (ISO 468:1982, Surface roughness – Parameters, their values and general rules for specifying Requirements)

ИСО 1438-1:1980[5)] Измерение потока воды в открытых каналах с помощью водосливов и лотков Вентури. Часть 1. Тонкостенные водосливы (ISO 1438-1:1980, Water flow measurement in open channels using weirs and Venturi flumes – Part 1: Thin-plate weirs)

ИСО 2186:1973 Измерение расхода жидкости в закрытых каналах. Соединения для передачи сигнала давления между первичным и вторичным элементами (ISO 2186:1973, Fluid flow in closed conduits – Connections for pressure signal transmissions between primary and secondary elements)

ИСО 2533:1975 Атмосфера стандартная. (От минус 2 до 32 км идентична стандартным атмосферам ИКАО и ВМО) (ISO 2533:1975, Standard atmosphere)

ИСО 4006:1991 Измерение потока текучей среды в закрытых каналах. Словарь и условные обозначения (ISO 4006:1991, Measurement of fluid flow in closed conduits – Vocabulary and symbols)

ИСО 4185:1980 Измерение потока жидкости в закрытых каналах. Метод взвешивания (ISO 4185:1980, Measurement of liquid flow in closed conduits – Weighing method)

ИСО 4373:1995 Гидрометрия. Приборы для измерения уровня воды (ISO 4373:1995, Measurement of liquid flow in open channels – Water level measuring devices)

ИСО 5167-1:1991 Измерение потока текучей среды с помощью устройств для измерения перепада давления, помещенных в заполненные трубопроводы круглого сечения. Часть 1. Общие принципы и требования (ISO 5167-1:1991, Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices – Part 1:Orifice plates, nozzles and Venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full)

ИСО 5168:1978 Измерение потока текучей среды. Методы оценки неопределенностей (ISO 5168:1978, Measurement of fluid flow – Estimation of uncertainty of a flow-rate measurement)

ИСО 6817:1992 Измерение потока электропроводящей жидкости в закрытых каналах. Метод с применением электромагнитных расходомер (ISO 6817:1992, Measurement of conductive liquid flow in closed conduits – Method using electromagnetic flow meters)

[1)] Стандарт отменен. Взамен действуют МЭК 60609-1:2004 и МЭК 60609-2:1997.

[2)] *В тексте оригинала стандарта ссылка не использована.*

[3)] Стандарт заменен на ИСО 80000-11:2008 «Величины и единицы. Часть 11. Характеристические числа».

[4)] Стандарт отменен.

[5)] Стандарт заменен на ИСО 1438:2008 «Гидрометрия. Измерение потока в открытых каналах с помощью водосливов тонкостенных водосливов».

ИСО 7066-2:1988[1)] Оценка погрешности при калибровании и использовании приборов для измерения потока. Часть 2. Нелинейные калибровочные зависимости (ISO 7066-2:1988, Assessment of uncertainty in the calibration and use of flow measurement devices – Part 2: Non-linear calibration relationships)

ИСО 7066-1:1997[2), 3)] (ISO 7066-1:1997, Assessment of uncertainty in the calibration and use of flow measurement devices – Part 1: Linear calibration relationship)

ИСО 8316:1987 Измерение потока жидкости в закрытых каналах. Метод сбора жидкости в мерных резервуарах (ISO 8316: 1987, Measurement of liquid flow in closed conduits – Method by collection of the liquid in a volumetric tank)

ИСО 9104:1991 Измерение потока текучей среды в закрытых каналах. Методы оценки рабочих характеристик электромагнитных расходомеров для жидкостей (ISO 9104:1991, Measurement of fluid flow in closed conduits – Methods of evaluating the performance of electromagnetic flow-meters for liquids)

ИСО 31-3[4)] Величины и единицы. Часть 3. Механика (ISO 31-3, Quantities and units. Part 3. Mechanics

VIM:1993, International vocabulary of basic and general terms in metrology (BIPM-IEC-ISO-OIML)

1.3 Термины, определения, обозначения и единицы измерений

1.3.1 Общие термины

В настоящем стандарте применены следующие общие термины с соответствующими определениями:

1.3.1.1 **режимная точка** (А): Наборов параметров, характеризующих один эксплуатационный режим при заданных параметрах настройки, который позволяет определить гидромашины соответствующую этому эксплуатационному режиму производительность при заданных параметрах настройки.

1.3.1.2 **испытание**: Измерение параметров в различных режимных точках для определения производительности машины в определенном диапазоне условий эксплуатации.

1.3.1.3 **гидравлическая производительность**: Все параметры производительности, зависящие от гидродинамических условий.

1.3.1.4 **основные гидравлические характеристики**: Подмножество основных взаимосвязанных гидравлических параметров машины (мощность, расход, значения энергии, КПД, разгонная скорость, коэффициент кавитации и т.д.).

1.3.1.5 **дополнительные гидравлические характеристики**: Подмножество параметров гидравлических характеристик, которые могут быть определены в ходе модельных испытаний.

1.3.1.6 **гарантии**: Характеристики машины, согласованные условиями договора.

Специализированные термины указаны в соответствующих разделах.

1.3.2 Единицы измерения

В качестве единиц измерения в стандарте используется международная система единиц (СИ см. ИСО 31-3). Все термины даны в единицах СИ или производных согласованных единицах. Основные уравнения учитывают использование этих единиц. Кроме единиц СИ в стандарте для определения данных используются киловатт вместо ватта для мощности, килопаскаль или бар вместо Паскаля для давления, мин$^{-1}$ вместо с$^{-1}$ для скорости вращения, и т.д. Температура задается в градусах Цельсия, так как абсолютная температура (в Кельвинах) требуется редко. При письменном согласии сторон договора может использоваться любая другая система единиц.

1.3.3 Термины, определения, подстрочные индексы и символы

1.3.3.1 Подстрочный индекс или символ

Термин	Определение	Подстрочный индекс или символ
Контрольное сечение высокого давления	Сечение высокого давления машины, к которому отнесены гарантированные характеристики (см. рисунок 1)	1
Контрольное сечение низкого давления	Сечение низкого давления машины, к которому относятся гарантированные характеристики (см. рисунок 1)	2

---

1) *В тексте оригинала стандарта ссылка не использована.*

2) . *В тексте оригинала стандарта ссылка не использована.*

3) Стандарт отменен.

4) Стандарт заменен на ИСО 80000-4:2006 «Величины и единицы. Часть 4. Механика».

Термин	Определение	Подстрочный индекс или символ
Измерительное сечение высокого давления	Каждый раз при возможности эти сечения должны совпадать с сечением 1; в противном случае измеренные значения должны быть скорректированы (согласованы) с сечением 1 (3.5.2.1.3)	1',1" ..
Измерительное сечение низкого давления	Каждый раз при возможности эти сечения должны совпадать с сечением 2; в противном случае измеренные значения должны быть скорректированы с сечением 2 (3.5.2.1.3)	2', 2" ..
Определенный	Подстрочный индекс, обозначающий величины, такие как скорость вращения, расход и т.д., для которых другие параметры гарантированы	Sp
Максимальный/ минимальный	Подстрочный индекс, обозначающий максимальные или минимальные значения того или иного термина	max/ min
Ограничения	Определенные по договору значения: - не будут превышены - будут достигнуты	$\underline{////}$ ☐ или $\overline{////}$
Прототип	Подстрочный индекс, обозначающий значения, относящиеся к опытному образцу машины	P
Модель	Подстрочный индекс, обозначающий значения, относящиеся к модели машины	M
Модель при постоянном числе Рейнольдса	Подстрочный индекс, обозначающий значения, относящиеся к модели при постоянных значениях числа Рейнольдса	M*
Контрольный	Подстрочный индекс, обозначающий значения, относящиеся к определенным контролируемым условиям	Ref
Оптимальный	Подстрочный индекс, обозначающий оптимальное значение показателя	Opt
Окружающий	Подстрочный индекс, относящийся к условиям внешней среды	Amb
Станция	Подстрочный индекс, обозначающий значения, относящиеся к условиям работы на станции опытных образцов натурной машины	Pl
Разгонный	Подстрочный индекс для разгонных значений переменных	R

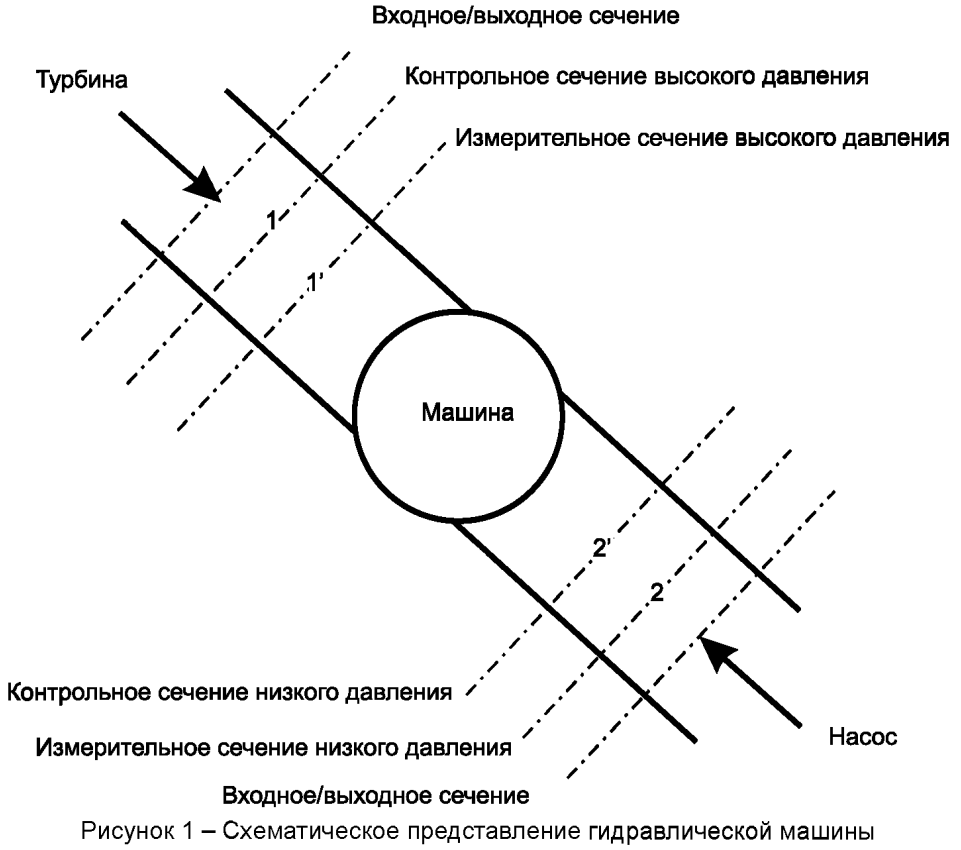
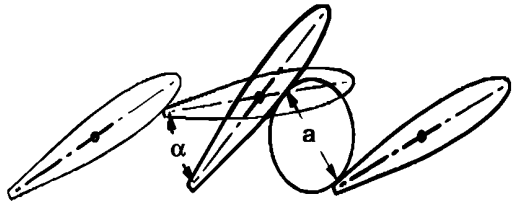


Рисунок 1 – Схематическое представление гидравлической машины

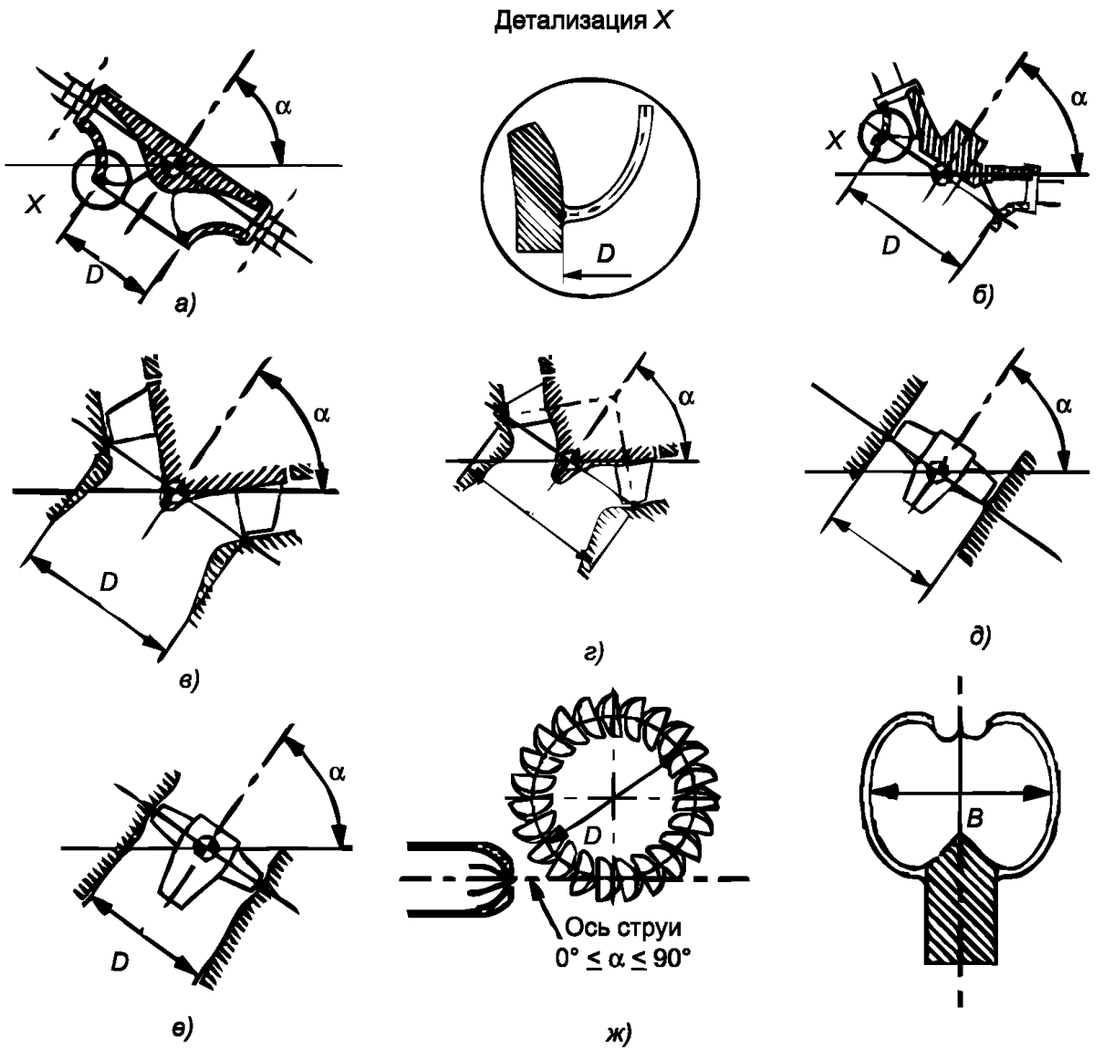


Направляющий аппарат закрыт при α = 0° или a = 0 мм

Рисунок 2 – Величина и угол открытия направляющего аппарата (НА)

1.3.3.2 Термины в области геометрических параметров

Термин	Определение	Символ	Единица измерения
Площадь	Площадь поперечного сечения, нормального к направлению потока	A	$м^2$
Открытие НА	Наименьшее среднее расстояние между соседними направляющими лопатками НА (при необходимости в определенном сечении) (см. рисунок 2)	a	М
Угол открытия НА	Средний угол поворота лопатки НА от закрытого положения (см. рисунок 2)	α	…°
Положение иглы (активная турбина)	Среднее положение перемещения иглы от положения «закрыто»	s	М
Угол поворота лопасти рабочего колеса	Средний угол поворота лопасти рабочего колеса/импеллера	β	…°
Диаметр рабочего колеса	Характерный диаметр гидравлической машины, показанный на рисунок 3	D	М
Ширина рабочего колеса на выходе/ импеллера на входе	Среднее расстояние по нормали между двумя соседними лопастями рабочего колеса/импеллера (см. рисунки 14 и 15)	a_1, a_2	М
Ширина ковша	Внутренняя максимальная ширина ковша рабочего колеса ковшовой турбины Пелтона (см. рисунок 3)	B	М
Масштабный коэффициент	Отношение линейного размера натурного колеса к размеру модели: обычно задается диаметр рабочего колеса. В случаях, когда диаметр измеряется сложно, может, быть принят другой линейный размер	λ_L	–
Уровень	Относительная высота точки в заданной системе координат (как правило, отсчитывается от уровня моря)	z	М



a) Радиальные машины: радиально-осевые турбины, радиальные (центробежные) насосы и насос-турбины; многоступенчатые машины: ступень низкого давления; b) Диагональные машины с неподвижными лопастями рабочего колеса и ободом; c) Диагональные машины с неподвижными лопастями рабочего колеса без обода; d) Диагональные машины с регулируемыми лопастями рабочего колеса; e) Осевые машины: пропеллерные турбины, прямоточные турбины, осевые насосы и насос-турбины с неподвижными лопастями рабочего колеса; f) Осевые машины: поворотно-лопастные турбины, прямоточные турбины, осевые насосы и насос-турбины с регулируемыми лопастями рабочего колеса; g) Ковшовые турбины

Рисунок 3 – Диаметр рабочего колеса и ширина ковша

1.3.3.3 Физические параметры и характеристики

Термин	Определение	Символ	Единица измерения
Ускорение свободного падения	Значение ускорения силы тяжести в месте испытания (2.5.2); теоретические значения в зависимости от высоты и широты даны в приложении B, таблица B.1	g	$мс^{-2}$
Температура	Термодинамическая (по Кельвину) температура.	Θ	K
	Температура по Цельсию определяется как θ = Θ– 273,15	θ	°C

Термин	Определение	Символ	Единица измерения
Плотность	Масса, отнесенная к единице объема a) Плотность воды обычно обозначается не ρ_w, а ρ_{wd}. Значения плотности дистиллированной воды ρ_{wd}. приведены в 2.5.3.1.3 и в таблице В.2 приложения В b) Плотность воздуха Значения плотности воздуха приведены в 2.5.4.1 и в таблице В.5 приложения В c) Плотность ртути Значения плотности ртути приведены в 2.5.5 и в таблице В.7 приложения В	ρ ρ_w ρ_a ρ_{Hg}	кг м$^{-3}$ кг м$^{-3}$ кг м$^{-3}$ кг м$^{-3}$
Давление пара (абсолютное)	Абсолютное парциальное давление влажного пара в среде, где жидкая и газообразная фазы тела находятся в термодинамическом равновесии. Давление пара зависит только от температуры. Значения давления пара дистиллированной воды приведены в 2.5.3.4 и в таблице В.4 приложения В	p_{va}	Па
Динамическая вязкость	Величина, характеризующая механические свойства жидкости	μ	Па с
Кинематическая вязкость	Отношение динамической вязкости к плотности жидкости. Значения для дистиллированной воды в зависимости от температуры приведены в 2.5.3.3 и в таблице В.3 приложения В	ν	м^2 с$^{-1}$
Поверхностное натяжение	Величина, характеризующая механические свойства сопряжения (границы) двух жидкостей	σ*	Дж·м$^{-2}$

1.3.3.4 Термины в области расхода и скорости

Термин	Определение	Символ	Единица измерения
Расход воды	Объем воды в единицу времени, проходящий через любое сечение системы	Q	м^3 с$^{-1}$
Массовый расход	Масса воды, протекающая через любое сечение системы в единицу времени. И ρ, и Q должны определяться в том же сечении и при тех же условиях. Примечание – Массовый расход между двумя сечениями постоянен, если вода не добавляется или не удаляется.	(ρQ)	кг с$^{-1}$
Измеренный расход	Объем воды в единицу времени, протекающий через любое мерное сечение, например, сечение 1' или 2'	$Q_{1'}$ или $Q_{2'}$	м^3 с$^{-1}$
Расход в контрольном сечении	Объем воды в единицу времени, протекающий через контрольное сечение 1 или 2	Q_1 или Q_2	м^3 с$^{-1}$

Термин	Определение	Символ	Единица измерения
Скорректированный расход в контрольном сечении	Объем воды в единицу времени, протекающий через контрольное сечение, уточненный по действующим условиям окружающей среды, например, $Q_{1c} = (\rho Q)_1/\rho_{amb}$. При нормальных условиях испытаний модели, расход Q_{1c} может быть принят равным Q_1	Q_{1c} или Q_{2c}	$м^3 с^{-1}$
Расход при угонной скорости	Расход при n_R	Q_R	$м^3 с^{-1}$
Расход турбины холостого хода	Расход турбины при нулевой нагрузке при определенной скорости вращения (как правило, синхронной) и определенной заданной гидравлической энергии	Q_o	$м^3 с^{-1}$
Расход протечки	Объемные потери, как показано на рисунке 6	q	$м^3 с^{-1}$
Средняя скорость	Расход Q, деленный на площадь поперечного сечения A	v	$м с^{-1}$
Линейная скорость	Линейная скорость при контрольном диаметре (см. рисунок 3): $u = \pi Dn$	u	$м с^{-1}$
Скорость вращения	Число оборотов за единицу времени	n	$с^{-1}$
Угонная скорость	Скорость, до которой может разгоняться гидромашина при закрытии НА от текущего открытия до нуля под действием регулятора частоты вращения при резком снижении или сбросе нагрузки	n_R	$с^{-1}$
Максимальная угонная скорость	Наибольшее значение угонной скорости при определенных гидравлических условиях	n_{Rmax}	$с^{-1}$

1.3.3.5 Термины в области давления

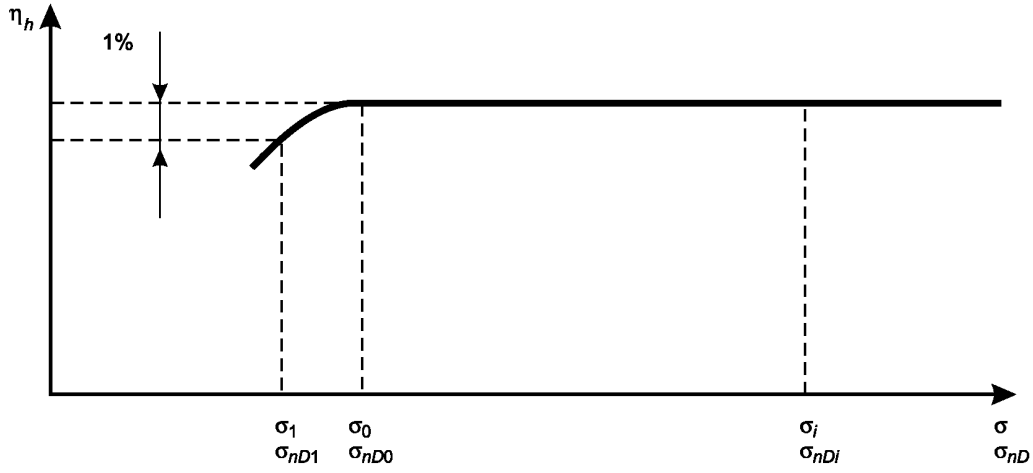
Термин	Определение	Символ	Единица измерения
Абсолютное давление	Полное или истинное давление жидкости в условиях вакуума	p_{abs}	Па
Атмосферное давление	Абсолютное давление окружающего воздуха (2.5.4.2). Значения для стандартной атмосферы в зависимости от высоты приведены в таблице В.6 приложения В	p_{amb}	Па
Манометрическое давление	Разница между абсолютным давлением жидкости в мерном сечении и давлением окружающей среды в месте измерения, $p = p_{abs} - p_{amb}$	p	Па

1.3.3.6 Специальные термины в области энергии

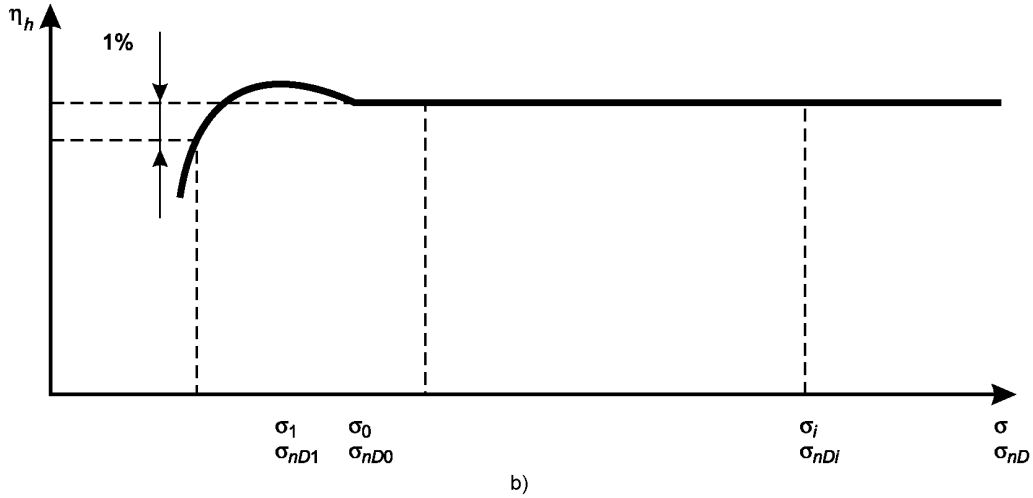
В международной системе единиц масса (кг) является одной из основных величин. Энергия, отнесенная к единице массы, известная как удельная энергия, используется в этом стандарте в качестве основного термина. Она заменяет термин напор – удельная (отнесенная к единице веса) энергия потока жидкости в данной точке. У термина «напор» есть недостаток, связанный с тем, что вес – это сила, которая зависит от значения ускорения силы тяжести g в данной точке, которое изменяется в зависимости от широты и высоты. Однако, термин «напор» все еще применяется вследствие своего широкого распространения.

Термин	Определение	Символ	Единица измерения
Удельная энергия	Энергия на единицу массы воды в любом сечении	e	Дж/кг
Энергия холостого хода насоса	Удельная энергия насоса при определенной скорости, определенном открытии НА и угле разворота лопастей рабочего колеса при отключенной нагрузке	E_0	Дж/кг
Удельная потенциальная энергия всасывания	Удельная потенциальная энергия в сечении 2, определяемая разницей между контрольным уровнем машины и пьезометрическим уровнем в сечении 2 $E_s = g(z_r - z_{2'}) = g(z_r - z_2) - \frac{p_{abs2} - p_{amb}}{\rho_2}$ (См. рисунок 45)	Es	Дж/кг
Удельная гидравлическая энергия машины	Энергия воды между контрольными сечениями 1 и 2 высокого и низкого давления машины с учетом влияния сжимаемости жидкости $E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + (z_1 - z_2)g$ с $\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ и принимая $g = g_1 = g_2$ Значения c_1 и ρ_2 можно рассчитать из p_{abs1} и p_{abs2} соответственно, с учетом z_1 или z_2 для обоих значений, учитывая незначительное влияние разницы температуры на с	E	Дж/кг
Чистая положительная удельная энергия всасывания	Абсолютная удельная энергия в сечении 2 минус определенная энергия за счет давления пара p_{va}, отнесенная к контрольному уровню машины (см. рисунок 45) $NPSE = \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g(z_r - z_2) =$ $= -E_S + \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2}$	NPSE	Дж/кг
Число Тома	Безразмерный коэффициент, характеризующий работу машины в условиях кавитации. Выражается отношением чистой положительной удельной энергии всасывания NPSE к удельной гидравлической энергии E	σ	–
Коэффициент кавитации	Безразмерный коэффициент, характеризующий работу машины в условиях кавитации. Выражается отношением чистой положительной удельной энергии всасывания NPSE к n^2D^2	σ_{nD}	–
Нулевое число Тома	Минимальное значение числа Тома, при котором производительность (обычно КПД) остается неизменной. В некоторых случаях, форма кавитационной кривой $z_h(\sigma)$ такова, что нулевое число Тома трудно определить (см. рисунок 4)	σ_o	–
Единичное число Тома	Значение числа Тома, при котором КПД снижается на 1 % по сравнению со значением при нулевом числе Тома. В некоторых случаях, форма кривой кавитации такова, что единичное числа Тома трудно определить (см. рисунок 4).	σ_1	–
Определенное число Тома	Значение числа Тома, связанное с определением начала кавитации по заданному параметру, например, потерям производительности	σ_d	–
Начальное число Тома	Значение числа Тома, связанное с визуальным определением начала кавитации	σ_i	–

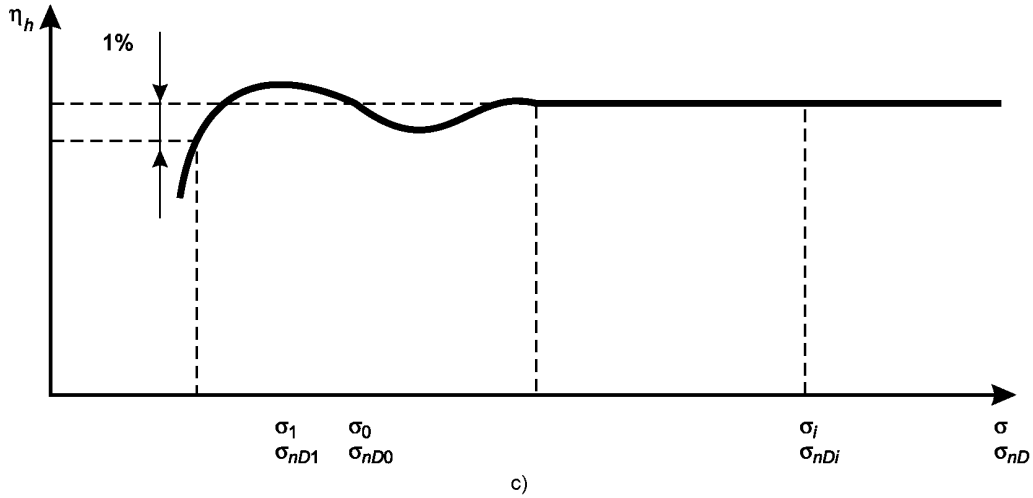
Термин	Определение	Символ	Единица измерения
Натурное число Тома	Значение числа Тома в натурных эксплуатационных условиях (см. приложение М)	σ_{pl}	–
Потери удельной гидравлической энергии	Уменьшение удельной гидравлической энергии между любыми двумя сечениями	E_L	Дж/кг



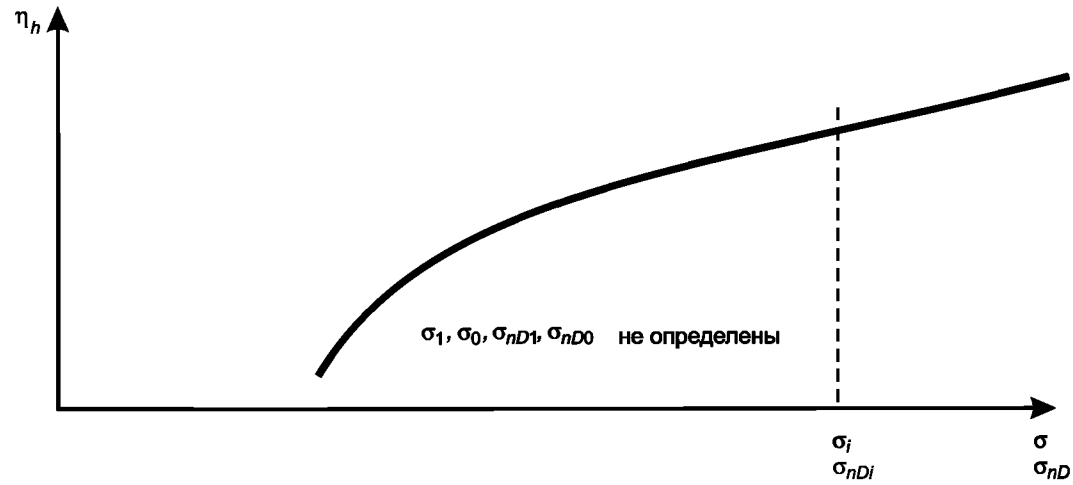
a)



b)



c)



d)

Рисунок 4 – Определение σ_0 и σ_1

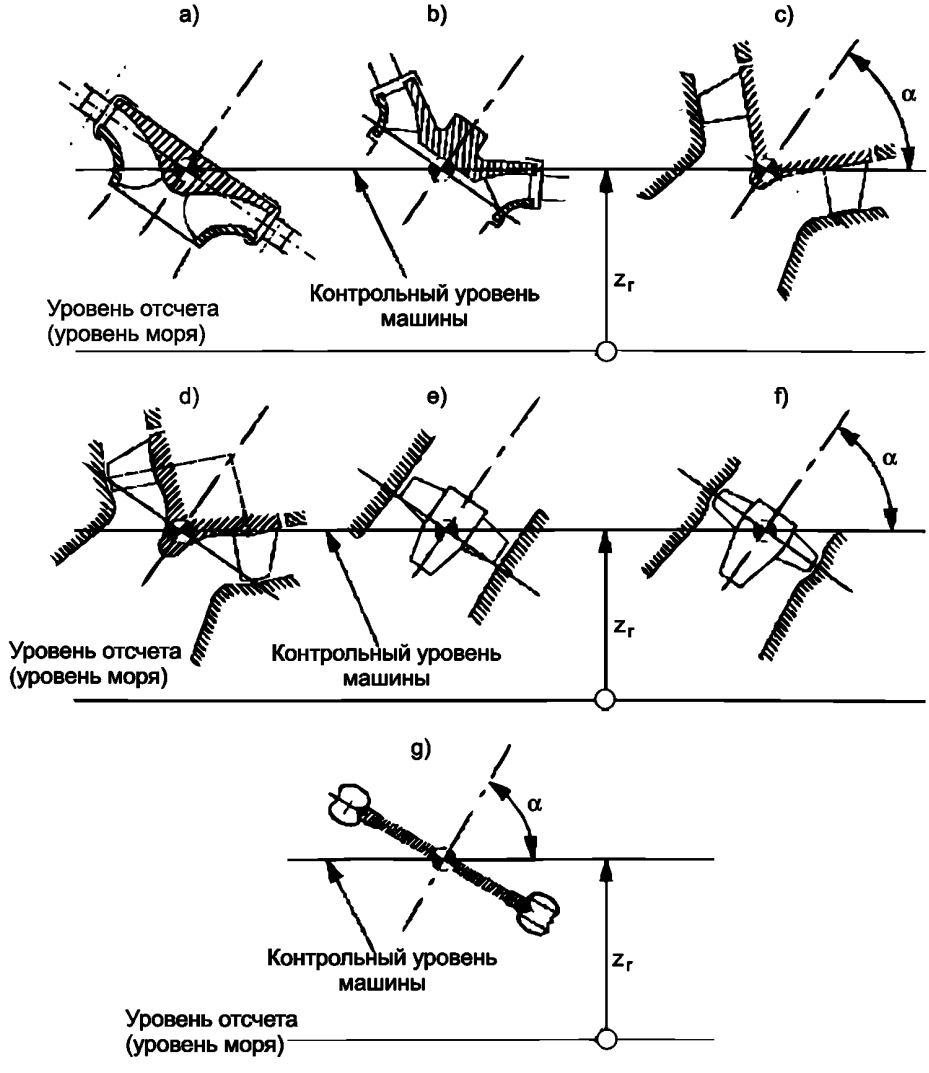
1.3.3.7 Термины в области напора и уровня

Термин	Определение	Символ	Единица измерения
Напор	Энергия воды в любом сечении, отнесенная к единице ее массы (веса) h = e/g	h	M
Напор турбины или насоса	Разность значений энергии воды на входе в спиральную камеру гидравлической турбины и выходе из отсасывающей трубы, отнесенная к единице массы (веса) воды H = E/g	H	M
Напор холостого хода насоса	$H_o = E_o /g$	H_o	M
Высота отсасывания/всасывания	$Z_s = E_s/g$	Z_s	M
Высота отсасывания/ всасывания нетто	NPSH = NPSE/g	NPSH	M
Контрольный уровень машины	Высота точки машины, взятая в качестве контрольной для установки машины (см. рисунок 5)	z_r	M
Контрольный уровень кавитации	Высота точки машины, взятая в качестве контрольной для оценки кавитации во время модельных испытаний	z_c	M
Контрольный уровень аппаратуры измерения давления	Высота установки аппаратуры измерения давления (см. рисунок 38)	z_M	M

1.3.3.8 Термины в области мощности и крутящего момента

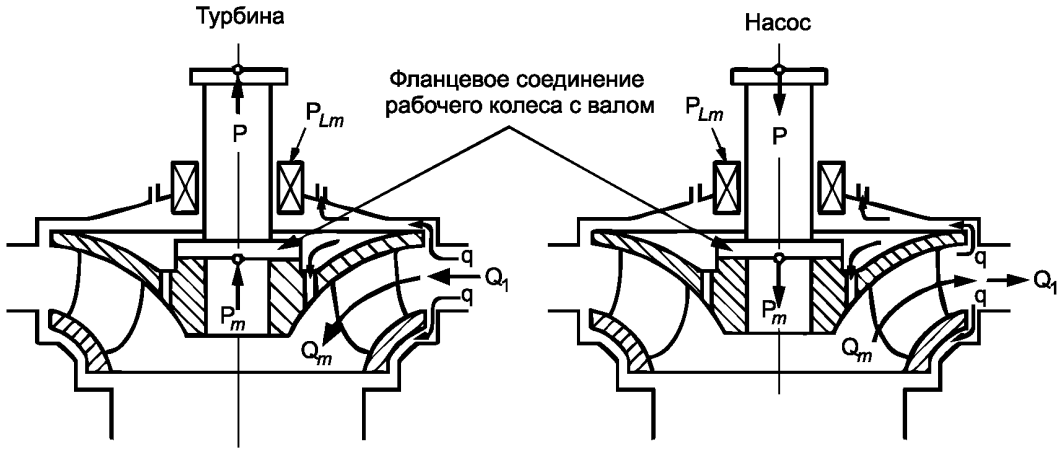
Термин	Определение	Символ	Единица измерения
Гидравлическая мощность	Гидравлическая мощность, производимая (турбиной) или передаваемая воде (насосом) Ph = E (ρQ)1	P_h	Вт
Механическая мощность машины (мощность)	Механическая мощность, поступающая на вал турбины или подводимая на вал насоса, с учетом механических потерь в соответствующих подшипниках и уплотнениях (см. рисунок 6)	P	Вт
Механическая мощность рабочего колеса/импеллера	Механическая мощность, передаваемая через фланцевые соединения рабочего колеса/импеллера и вала (см. рисунок 6)	P_m	Вт

Потери механической мощности	Совокупные потери механической мощности в направляющих подшипниках, подпятниках и уплотнениях вала гидравлической машины (см. рисунок 6)	P_{Lm}	Вт
Мощность холостого хода насоса	Мощность насоса при заданной скорости, заданном положении НА и рабочего колеса при закрытой задвижке на стороне высокого давления	P_o	Вт
Крутящий момент	Крутящий момент на валу гидравлической машины, соответствующий ее механической мощности	T	Н·м
Крутящий момент рабочего колеса/импеллера	Крутящий момент, передаваемый валу через фланцевые соединения рабочего колеса/импеллера и соответствующий механической мощности рабочего колеса/импеллера	T_m	Н·м
Момент трения	Момент трения в направляющих подшипниках, подпятнике и уплотнениях вала гидравлической машины	T_{Lm}	Н·м



$0° \leq \alpha \leq 90°$

Рисунок 5 – Контрольный уровень машины



	Турбина	Насос
	$q = q' + q''$	$q = q' + q''$
	$Q_1 = Q_m + q$	$Q_1 = Q_m - q$
	$P_h = E \cdot (\rho \cdot Q)_1$	$P_h = E \cdot (\rho \cdot Q)_1$
	$P = P_m - P_{Lm}$	$P = P_m + P_{Lm}$
Объемный КПД	$\eta_v = \frac{Q_m}{Q_1}$	$\eta_v = \frac{Q_1}{Q_m}$
Гидравлический КПД (примечание 3)	$\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$	$\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$
Общий КПД	$\eta = \frac{P}{P_h}$	$\eta = \frac{P_h}{P}$

Рисунок 6 – Диаграмма мощности и расхода

Примечание – В приведенных формулах:
- не учитывается сжимаемость воды;
- потери трения и объемные потери обозначаются как гидравлические потери.

1.3.3.9 Термины в области эффективности

Термин	Определение	Символ	Единица измерения
Гидравлический КПД	a) Для турбины: отношение механической мощности к гидравлической мощности рабочего колеса $\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$ b) Для насоса: отношение гидравлической мощности к механической мощности импеллера $\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$ см. рисунок 6	η_h	–
Механический КПД	a) Турбина: $\eta_m = \frac{P}{P_m}$ b) Насос: $\eta_m = \frac{P_m}{P}$	η_m	–

Термин	Определение	Символ	Единица измерения
КПД	a) Турбина: $\eta = \frac{P}{P_h} = \eta_h \eta_m$ b) Насос: $\eta = \frac{P_h}{P} = \eta_h \eta_m$	η	–
Средневзвешенный КПД	КПД, рассчитанный по формуле $\eta_W = \frac{w_1\eta_1 + w_2\eta_2 + w_3\eta_3 + \ldots}{w_1 + w_2 + w_3 + \ldots}$, где η_1, η_2, η_3 – значения КПД при определенных эксплуатационных условиях и w_1, w_2, w_3... являются соответственно их согласованными взвешенными значениями мощности	η_w	–
Среднеарифметический КПД	Средневзвешенный КПД при $w_1=w_2=w_3\ldots$	η_a	–

1.3.3.10 Термины в области колебательного процесса

МЭК 60994 содержит условия, касающиеся этих величин. В следующей таблице перечислены условия, соответствующие этому стандарту, некоторые из которых представлены на рисунке 7.

Термин	Определение	Символ	Пункт МЭК 60994
Дискретный параметр	Параметр, представленный последовательностью его мгновенных значений	X	–
Колебания параметра (пульсация параметра)	Колебательные изменения параметра X, отнесенные к его среднему значению в интервале времени Δt	$\tilde{x}$ (t)	2.3.1.5 и т.д.
Среднее значение	$\bar{x} = \frac{1}{N}\sum_{1}^{N} X_n$	$\bar{x}$	2.3.3.1
Максимальное значение	–	X_{max}	–
Минимальное значение	–	X_{min}	–
Стандартное отклонение (среднеквадратическое отклонение от среднего значения)	$\tilde{x}_{eff} = \sqrt{\frac{\sum_{1}^{N}(X_n - \bar{X})^2}{N}}$	$\tilde{x}_{eff}$	2.3.3.2
Среднеквадратическое отклонение	$x_{rms} = \sqrt{\frac{\sum_{1}^{N} X_n^2}{N}}$	x_{rms}	2.3.3.3
Двойная амплитуда колебания параметра	$\Delta X_{pp} = X_{max} - X_{min}$	ΔX_{pp}	2.3.2.11
Амплитуда	Максимальное отклонение колебания параметра X(t) от среднего значения параметра	A	2.3.2.10

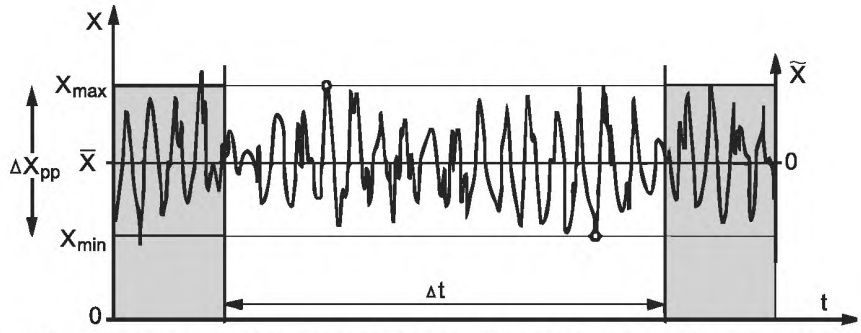


Рисунок 7 – Иллюстрация некоторых определений параметров колебательного процесса

1.3.3.11 Термины в области соотношения сил и чисел подобия (см. ИСО 31-12)

Термин	Определение	Символ	Единица измерения
Число Рейнольдса	Отношение силы инерции к вязкости: $\mathrm{Re} = \frac{Du}{\nu}$ или $\frac{Bu}{\nu}$ (2.3.1.1)	Re	–
Число Фруда	Квадратный корень из отношения силы инерции к силе тяжести $Fr = \left[\frac{E}{gD}\right]^{1/2}$ или $\left[\frac{E}{gB}\right]^{1/2}$ (2.3.1.1)	Fr	–
Число Вебера	Отношение силы инерции к силе поверхностного натяжения $We = \left[\frac{\rho L v^2}{\sigma^*}\right]^{1/2}$ где v – скорость; σ^* – поверхностное натяжение; c – плотность; L – линейный размер	We	–
Число Эйлера	Отношение силы давления к силе инерции: $E_u = \frac{\Delta p}{pv^2}$ где Δp – дифференциальное давление	Eu	–
Коэффициент распределения потерь	Отношение относительных масштабируемых потерь к относительным общим потерям	V	–
Относительные масштабируемые потери	$\sigma = (1-\eta_h)V$	σ	–
Относительные не масштабируемые потери	$\sigma_{ns}=(1-\eta_h) - \sigma = (1-\eta) \cdot (1-V)$	σ_{ns}	–
Относительные общие потери	$1-\eta_h=\sigma+\sigma_{ns}$	–	–
Разница гидравлического КПД	Разность значений гидравлического КПД в двух гидравлических подобных рабочих точках, измеренных при разных числах Рейнольдса см. 2.3.1.2	$\Delta\eta_h$	–

1.3.3.12 Работа машины может характеризоваться безразмерными параметрами, отнесенными к удельной гидравлической энергии и величине диаметра, равной единице (т.е. E=1, D=1 и ρ=1 или на n=1, D=1 и ρ=1). Другие безразмерные параметры см. в приложении А.

Коэффициенты (безразмерные параметры, см. ИСО 31-12)

Термин	Определение	Символ	Соотношение
Коэффициент скорости	$\frac{nD}{E^{0,5}}$	n_{ED}	$= \frac{1}{E_{nD}^{0,5}}$
Коэффициент расхода	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0,5}}$	Q_{ED}	$= \frac{Q_{nD}}{E_{nD}^{0,5}}$
Коэффициент крутящего момента	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	T_{ED}	$= \frac{T_{nD}}{E_{nD}} = \frac{P_{ED}}{2\pi n_{ED}}$
Коэффициент мощности	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1,5}}$ (см. примечание)	P_{ED}	$= Q_{ED}\eta_{hT}$ турбина $= \frac{Q_{ED}}{\eta_{hP}}$ насос $= \frac{P_{nD}}{E_{nD}^{1,5}} = P_{nD} n_{ED}^3 = 2\pi n_{ED} T_{ED}$
Коэффициент энергии	$\frac{E}{n^2 D^2}$	E_{nD}	$= \frac{1}{n_{ED}^2}$
Коэффициент расхода	$\frac{Q_1}{nD^3}$	Q_{nD}	$= \frac{Q_{ED}}{n_{ED}} = Q_{ED} E_{nD}^{0,5}$
Коэффициент крутящегося момента	$\frac{T_m}{\rho_1 n^2 D^5}$	T_{nD}	$= \frac{T_{ED}}{n_{ED}^2} = T_{ED} E_{nD} = \frac{P_{nD}}{2\pi}$
Коэффициент мощности	$\frac{P_m}{\rho_1 n^3 D^5}$ (см. примечание)	P_{nD}	$= E_{nD} Q_{nD} \eta_{hT}$ турбина $= \frac{E_{nD} Q_{nD}}{\eta_{hP}}$ насос $= \frac{P_{ED}}{n_{ED}^3} = P_{ED} E_{nD}^{1,5} = 2\pi T_{nD}$
Число Тома	$\frac{NPSE}{E}$	σ	$= \frac{\sigma_{nD}}{E_{nD}} = \sigma_{nD} n_{ED}^2$
Коэффициент кавитации	$\frac{NPSE}{n^2 D^2}$	σ_{nD}	$= \sigma E_{nD} = \frac{\sigma}{n_{ED}^2}$
Коэффициент быстроходности	Частота вращения гидравлической турбины, развивающей мощность 0,736 кВт при напоре гидравлической турбины 1 м $\frac{nQ^{0,5}}{E^{0,75}}$	N_{QE}	$= n_{ED} Q_{ED}^{0,5} = \frac{Q_{nD}^{0,5}}{E_{nD}^{0,75}}$

Примечание – Механическая энергия машины обычно измеряется на модели.

1.3.3.13 Для представления и анализа параметров, подверженных колебаниям, рекомендуется использовать безразмерные критерии, определенные в дальнейшем и в 4.3–4.6. Они обозначаются символом измеренного параметра с нижними индексами, обозначающими компонент машины и величинами, принятыми за единицу; например $T_{G,ED}$ будет означать крутящий момент НА, т.е. момент, действующий на НА, при гидравлической энергии машины и контрольном диаметре, равном единице. Символы, используемые для определения измерения, перечислены ниже.

Измеренные величины:

- F – сила/ усилие;
- M – момент;
- p – давление;
- T – крутящий момент.

Подстрочные индексы для компонентов машины:

- B – лопасть рабочего колеса;
- D – отражатель ковшовой турбины Пелтона;
- G – НА;
- N – игла ковшовой турбины.

Подстрочные индексы для компонент силы и крутящего момента:

- a – осевой;
- r – радиальный;
- x, y, z – декартовы координаты.

В следующей таблице приводится перечень терминов, определяющих безразмерные параметры, подверженные колебательным процессам.

Термин	Определение	Символ
Крутящий момент	$T_{ED} = \frac{T}{\rho D^3 E}$	T_{ED}
Силы	$F_{ED} = \frac{F}{\rho D^2 E}$	F_{ED}
Коэффициент крутящего момента	$T_{nD} = \frac{T}{\rho n^2 D^5}$	T_{nD}
Коэффициент силы	$F_{nD} = \frac{F}{\rho n^2 D^4}$	F_{nD}
Коэффициент колебания давления	$\tilde{p}_E = \frac{\tilde{p}}{\rho E}$	$\tilde{p}_E$

1.4 Характер и степень гарантий, связанных с гидравлической производительностью

1.4.1 Общие положения

1.4.1.1. Расчетные параметры и согласование

Покупатель несет ответственность за указание данных, на которых базируются гарантии, включая контрольные сечения, уровень воды, удельную гидравлическую энергию и гидравлические потери. Покупатель также отвечает за согласование проточной части с электрическими и механическими деталями машины. Покупатель должен принять меры, чтобы поставщик машин имел точные и подробные данные, необходимые для оценки таких параметров, как:

- рабочий уровень воды во всех резервуарах;
- гидравлические потери в каждом элементе проточной части;
- конструктивные параметры проточной части (рабочие чертежи), включая расстановку и параметры клапанов и затворов;
- информация о результатах испытаний трубопроводов и т.д.;
- ограничения параметров существующего оборудования (например, открытия).

Основное внимание должно уделяться параметрам потока во входном и выходном сечениях модели. Обычно достаточно рассмотреть контрольные сечения высокого и низкого давления. Если параметры модельного эксперимента не полностью соответствуют параметрам опытных образцов натурной машины, в контракте должны быть указаны все элементы водопроводящего тракта, которые должны быть смоделированы. В некоторых случаях покупатель должен проверить правильность предложения, проведя испытания модели станции, предшествующие испытаниям модели машины.

1.4.1.2 Определение гарантий гидравлической производительности

Контракт для регулируемых и нерегулируемых машин должен содержать гарантии мощности, расхода и/или удельной гидравлической энергии, КПД, максимальное мгновенное превышение скорости, максимальное/минимальное мгновенное давление и максимальную установившуюся угонную скорость (обратную угонную скорость для насоса), а так же гарантии по кавитации. Для насоса гарантия также устанавливаются на максимальную удельную гидравлическую энергию (напор) и мощность холостого хода при вращении рабочего колеса в воде и/или в воздухе. Гарантии должны быть даны для одной или более рабочих точек характеристики производительности машины, которая представляется поставщиком. В некоторых случаях (например, для малых ГЭС), достаточно привести характеристику в табличной форме. Некоторые из этих гарантий для опытных образцов натурной машины могут быть проверены с помощью испытаний, в то время как другие могут быть проверены испытаниями модели, и оценены как характеристика ожидаемой работы опытных образцов натурной машины.

1.4.1.3 Гарантии по взаимосвязанным параметрам

Рекомендуется устанавливать в контракте одну гарантию на связанные параметры, например, для регулируемых турбины гарантируется КПД в зависимости от расхода или мощности, но не от обоих параметров.

1.4.1.4 Форма гарантий

Гарантии производительности опытных образцов натурной машины на основе испытания модели, могут иметь следующие формы:

a) Гарантии опытных образцов натурной машины пересчитываются с результатов испытания модели с учетом масштабного эффекта. Для реактивных турбин масштабный эффект определяется в соответствии с правилами обработки результатов испытаний, приведенных в 3.8. Для активных турбин, если это согласовано в контракте, масштабный эффект учитывается в соответствии с приложением K.

b) В контракте должны быть определены гарантии модели для различных значений числа Рейнольдса (числа Рейнольдса, Фруда и Вебера для активных турбин).

В любом случае должны быть соблюдены критерии гидравлического подобия.

1.4.2 Основные гарантии производительности, которые могут быть даны на основе испытаний модели

1.4.2.1 Гарантируемые параметры

Основными гарантиями опытных образцов натурной машины или модели, которые могут быть проверены испытанием образца, являются гарантии по мощности, расходу, КПД, угонной скорости, условиям безкавитационной работы.

1.4.2.1.1 Мощность

Термин «мощность» относится к механической энергии рабочего колеса/импеллера. Гарантия механической энергии опытных образцов натурной машины должны учитывать потери механической энергии.

1.4.2.1.2 Расход и/или удельная гидравлическая энергия

Это относится к расходу в контролируемом сечении при заданной удельной гидравлической энергии, или к удельной гидравлической энергии при заданном расходе.

1.4.2.1.3 Эффективность

Термин эффективность относится к гидравлическому КПД, если иное не указано. При гарантии эффективности натурной машины должны быть учтены потери механической энергии или механический КПД. В реактивных машинах зависимость гидравлического КПД модели и натуры с учетом масштабного эффекта и числа Рейнольдса хорошо известна в окрестности точки максимального КПД. В настоящее время эта зависимость распространяется на весь диапазон гарантируемых КПД (см. приложение F).

1.4.2.1.4 Угонная скорость и/или расход

Необходимо задавать гарантию для угонной скорости или для обратной угонной скорости для насосов. Могут потребоваться дополнительные гарантии для максимального расхода при разгоне. Расход холостого хода в турбинном режиме должен быть определен как часть кривой разгона (см. рисунок 55).

1.4.2.1.5 Влияние кавитации на гидравлическую производительность

Контракт должен содержать условия, для которых должны быть гарантированы гидравлические параметры (удельная гидравлическая энергия и чистая положительная удельная энергия). Влияние кавитации на гарантии опытных образцов натурной машины в настоящее время определяется модельными испытаниями. Применение пересчета с учетом масштабного эффекта и числа Рейнольдса ограничивается диапазоном изменения числа Тома (коэффициента кавитации) σ. Контракт должен определить процедуру, которая будет использоваться, если σ_{pl} выходит из этого диапазона. В некоторых случаях в контракте следует дополнительно оговорить, что измеренное значение числа Тома, выбранное в качестве критерия (σ_d), будет меньше, чем значение числа Тома σ_{pl} для натурных условий с заданным запасом. Критерий и величина запаса должны быть определены в контракте.

1.4.2.2 Применение

1.4.2.2.1 Регулируемая турбина

Мощность достигается при определенной гидравлической энергии. Расход достигается при определенной гидравлической энергии. Эффективность (КПД): гарантии задаются для одного или более значений удельной гидравлической энергии:

- как одно или более значений удельной мощности или расхода;
- как средневзвешенное значение КПД для заданного диапазона изменения мощности или расхода;
- как среднеарифметическое значение КПД для заданного диапазона изменения мощности или расхода.

При этом зависимость от средневзвешенной и среднеарифметической величины не могут требоваться одновременно. Угонная скорость гарантируется не превышение заданной угонной скорости при работе с максимальным или иным значением удельной гидравлической энергии. Для машин двойного регулирования необходимо заявить к какому условию работы относится гарантия: к оптимальному соотношению открытия НА и угла разворота лопасти (положение кулачка концевика «вкл») или/и максимальная к худшим условиям работы (положение кулачка концевика «выкл»). Кавитация: гарантии, как сказано в 1.4.2.1.5, могут задаваться для удельной гидравлической энергии, расхода или мощности, обычно при минимальном значении σ_{pl}.

1.4.2.2.2 Нерегулируемые турбины

Мощность не должна выходить за заданный диапазон удельной гидравлической энергии. Расход не должен выходить за заданный диапазон удельной гидравлической энергии. Эта гарантия обычно заменяется соответствующей гарантией по мощности.

Могут потребоваться следующие гарантии КПД:

- при одном или более значений удельной гидравлической энергии;
- при средневзвешенном КПД в заданном диапазоне удельной гидравлической энергии;
- при среднеарифметическом КПД за пределами заданного диапазона удельной гидравлической энергии.

Гарантируемая угонная скорость не должна быть превышена при максимальной удельной гидравлической энергии. Кавитация: гарантии могут требоваться для одного или более значений удельной гидравлической энергии (обычно для минимального значения σ_{pl}).

1.4.2.2.3 Нерегулируемый/регулируемый насос

Мощность не должна быть превышена в заданном диапазоне значений удельной гидравлической энергии или расхода. Расход и/или удельная гидравлическая энергия: не превышение расхода в заданном диапазоне значений удельной гидравлической энергии или не превышение удельной энергии в заданном диапазоне значений расхода, в том числе значений, которые должны быть достигнуты и/или не могут быть превышены. Гарантии эффективности (КПД) для одного или более заданных значений удельной гидравлической энергии или расхода:

- как значение для одного или более заданных значений удельной гидравлической энергии или расхода;
- как средневзвешенное значение для заданного диапазона значений удельной гидравлической энергии или расхода;
- как среднеарифметическое значение для вышеопределенного диапазона значений удельной гидравлической энергии или расхода.

Гарантируется не превышение максимальной обратной угонной скорости при максимальной удельной гидравлической энергии. Для машин двойного регулирования должно быть указано сохраняется ли гарантия при оптимальном соотношении открытия НА и угла разворота лопасти рабочего колеса (положение кулачка концевика «вкл.») или/и при худших условиях (положение «выкл.» кулачка концевика). Гарантии кавитации могут требоваться для одного или более значений удельной гидравлической энергии (обычно для минимального значения σ_{pl}).

1.4.3 Гарантии, не подлежащие проверке при модельных испытаниях

Существуют определенные гарантии, которые не могут быть проверены при испытаниях модели.

1.4.3.1 Гарантии по кавитационной эрозии

Величина кавитационной точечной эрозии должна быть гарантирована только для опытных образцов натурной машины. Оценка этой гарантии на натурной машине осуществляется в соответствии с рекомендациями МЭК 60609. При испытании модели путем визуального осмотра можно выявить некоторые потенциальные области кавитационной эрозии.

1.4.3.2 Гарантии по максимальному мгновенному превышению скорости и максимальному мгновенному повышению давления

Мгновенное превышение скорости (в том числе угонной скорости) и давления в переходных режимах зависит, в первую очередь, от геометрии водовода (длины напорного трубопровода, расширительного бака и др.), инерции вращающихся частей агрегата и закона регулирования НА. Они не могут быть определены испытаниями переходных режимов на модели, если она не воспроизводит, либо производит не в полной мере, проточную часть, инерцию агрегата или характеристики системы регулирования. Тем не менее, путем испытания модели можно получить параметры установившегося режима, значения которых позволят провести расчет переходных режимов опытных образцов натурной машины с достаточной точностью.

1.4.3.3 Гарантии по шуму и вибрации

Определение параметров шума и вибрации при испытаниях модели лежит вне рамок настоящего стандарта. Рекомендуется использовать в качестве руководства при моделировании гидравлического источника этих явлений (при определении колебаний давления или других динамических нагрузок).

1.4.4 Дополнительные сведения о производительности

При испытаниях модели могут быть получены дополнительные данные для оценки ожидаемых параметров опытных образцов натурной машины:

a) колебания давления (4.3);

b) колебания крутящего момента на валу агрегата (4.4);

c) гидравлические усилия (радиальные и осевые) (4.5);

d) гидравлический крутящий момент на лопатках НА и регулируемых лопастях рабочего колеса реактивных или гидравлические силы на игле и отражателе активных машин во всем диапазоне изменения параметров режима (4.6);

e) эксплуатационные характеристики в четырех квадрантах работы, в том числе мощность и удельная гидравлическая энергия при нулевом расходе (условия закрытой задвижки) насоса с вращением рабочего колеса в воде или в воздухе (4.7);

f) измерения перепада давления для испытаний опытных образцов натурной машины индексным методом (4.8);

g) положение кулачка концевика для достижения оптимальной производительности турбин двойного регулирования (соответствие открытия НА и угла разворота лопасти рабочего колеса) (3.8).

Могут быть определены и другие данные, например, распределение скорости или давления в различных компонентах машины и др.

2 Проведение испытаний

2.1 Требования к испытательной установке и модели

2.1.1 Выбор лаборатории

Любая лаборатория, удовлетворяющая изложенным в настоящем стандарте критериям в отношении размещения, количества и качества аппаратуры считается пригодной для испытаний. При сравнительных испытаниях моделей различных производителей предпочтительнее проведение испытаний в независимой лаборатории.

2.1.2 Испытательная установка

2.1.2.1 Общие характеристики испытательного контура

Испытательный контур установки должен быть таким, чтобы возникновение кавитации не влияло на нормальное функционирование модели или правильность измерений. Любые воздушные пузырьки, возникшие в результате кавитации, не должны влиять на функционирование аппаратуры, особенно приборов для измерения расхода и давления. Испытательный контур должен быть спроектирован таким образом, чтобы исключить протечку или приток воды между местом установки аппаратуры измерения расхода и моделью. Эти требования должны быть легко проверяемыми.

2.1.2.2 Параметры испытательной установки

Параметры испытательной установки (мощность, давление, удельная гидравлическая энергия, расход и чистая положительная удельная энергия NPSE) должны удовлетворять требованиям к минимальным размерам модели и обязательным условиям испытаний, которые перечислены в 2.3.2.2. Работа установки должна обеспечивать минимизацию возникновения случайных или периодических колебаний параметров (2.3.2.3).

2.1.2.3 Качество воды

Вода в испытательном контуре должна быть чистой и свободной от твердых частиц, суспензии и химических примесей, которые могут влиять на свойства воды, такие как вязкость и давление пара. Газы и пузырьки воздуха должна быть устранены до начала испытаний. Состав газа (2.3.1.6.2), в том числе растворенного в воде, в испытательном стенде, должен быть измерен на входе модели (2.5.3.2) и зафиксирован перед испытаниями, так как он может влиять на повторяемость результатов испытания при кавитации.

Опыт работы в напорных контурах указывает на то, что растворенный в воде воздух создает условия для образования ядер кавитационных пузырьков, играющих важную роль в развитии кавитации, а также влияет на характер кавитации и результирующие кавитационные характеристики (2.3.1.5, 2.3.1.6.2 и рисунки 71 и 72). Сходство кавитации при проведении испытаний должно обеспечиваться соответствием заданных значений гидравлической энергии или/и путем инъекции ядер. Температура воды не должна превышать 35 °С и не должна существенно изменяться в ходе испытаний (не более 5 °С в день). Большей разницы между температурой воды и температурой среды, окружающей измерительную аппаратуру, следует избегать, так как это влияет на точность измерений.

Примечание – Ядра – маленькие пузырьки воздуха или газа с диаметром менее 50 мкм. Развитие кавитации связано со способностью пузырьков двигаться вместе с потоком. Это явление является типичным на выходе радиально-осевых турбин см. [1].

2.1.2.4 Условия течения жидкости

Испытательная установка должна обеспечивать отсутствие вихрей, излишней турбулентности и неустойчивости потока на входе модели. Течение жидкости на выходе модели не должно искажаться конструкцией или расположением установки.

2.1.2.5 Измерительная аппаратура

Измерительная аппаратура, используемая для определения основных параметров, должна соответствовать требованиям настоящего стандарта. Должна быть обеспечена наблюдаемость каждого устройства, определенного национальным или международным стандартом. Все инструменты должны быть откалиброваны на месте установки, особенно приборы измерения расхода и крутящего момента. Измерительная аппаратура должна обеспечивать прямое считывание показаний, независимость сбора данных и возможность легкой проверки измерений.

2.1.3 Требования к модели

Модель должна удовлетворять следующим условиям:

2.1.3.1 Размер модели

Минимальные значения для размера модели приведены в 2.3.2.2. Как правило, модели должны быть настолько большими, насколько это возможно из практических соображений, но не менее установленных размеров. Для всех испытаний, связанных с основными гарантиями гидравлической производительности и влиянием кавитации, должны использоваться одинаковые модели (1.4.2). Сравнительные испытания модели должны проводиться с моделями одного и того же размера.

2.1.3.2 Требования к конструкции модели

Конструкция модели должна соответствовать задачам испытаний.

При проектировании должны быть учтены следующие моменты:

- выбор материал и конструкции должен минимизировать деформации, которые могут возникнуть при заданном напоре;

- элементы, изменяющие геометрию модели (лопасти рабочего колеса, лопатки НА, сопло), должны быть обеспечивать возможность повторной установки в ранее использованные положения;

- подшипники, вал и неподвижные части агрегата должны иметь достаточную жесткость, чтобы не допустить механическое соприкосновение элементов модели при работе. По этой причине зазор между концом лопасти и лабиринтным уплотнением должен быть не менее 0,15 мм;

- поверхность водопроводящего тракта должна быть гидравлически гладкой, особенно в местах соединения его частей, что уменьшит местные потери энергии;

- материалы должны быть выбраны так, чтобы избежать окисления и электрохимической коррозии. Поверхности трубопроводов водопроводящего тракта должны оставаться в хорошем состоянии в течение всего времени испытаний;

- конструкция должна позволять легкую чистку или ремонт частей водопроводящего тракта;

- для визуального наблюдения потока в рабочем колесе и в прилегающей части напорного трубопровода (на низкой ступени давления в случае многоступенчатой машины) должен быть предусмотрен прозрачный корпус или смотровые окна;

- при сравнительных испытаниях модели уплотнения и подшипники вала должны иметь одинаковую конструкцию;

- для сравнительных испытаний одной и той же модели, но с разными рабочими колесами или НА, все испытания должны быть проведены с одинаковыми значениями открытия;

- модель должна позволять легко устанавливать и проверять дополнительную измерительную аппаратуру, которая может понадобиться для получения дополнительных данных (колебания давления, крутящий момент НА, скорость распространения);

- способы и процедуры учета конструктивных различий модели и проектируемого натурного рабочего колеса, (например, в ободе рабочего колеса, толщине ступицы, уплотнениях и др.) должны быть согласованы заранее.

2.1.3.3 Размеры модели

В контракте должны быть четко определены положение контрольных сечений и расстояние от входа до выхода модели (по крайней мере, между контрольными сечениями высокого и низкого давления, как показано на рисунке 1 и в качестве примера рисунке 44). В модель должны быть включены все элементы проточной части, которые могут влиять на производительность опытных образцов натурной машины. Для турбин с низкой удельной гидравлической энергией рекомендуется включать в модель сечения от входа опытных образцов натурной машины до выхода из отсасывающей трубы. Затворы выше или ниже турбины могут не включаться в модель, если они не расположены между измерительными или контрольными сечениями. Влияние затворов на гидравлические характеристики машины могут быть получены путем испытаний, дополнительных к приемочным испытаниям модели.

2.1.3.4 Геометрическое подобие модели и опытных образцов натурной машины

2.1.3.4.1 Общие требования

Основным требованием к определению производительности опытных образцов натурной машины на основе испытаний модели является геометрическое подобие (гомология) модельной и натурной машин. Поэтому необходимо сравнение геометрических размеров обеих машин и качества поверхностей всех компонентов, находящихся в контакте с потоком. Геометрическое подобие модельной и натурной машин проверяется в соответствии с правилами проверки их габаритов (2.2).

Модель должна быть геометрически подобна (гомологична) натурной машине во всех деталях в пределах ограничений, определенных в 2.1.3.3. Это касается всех элементов, которые могут оказать заметное влияние на производительность машины. Незначительные расхождения параметров модели и опытных образцов натурной машины должны быть согласованы независимо от того будут скорректированы результаты испытаний или нет. При проведении приемочных испытаний на модели и натуре необходимо использовать одни и те же измерительные сечения. При сравнительных испытаниях модели должны вращаться в одном и том же направлении.

2.1.3.4.2 Многоступенчатые машины

Модельные испытания должны проводиться с таким же числом ступеней, как и испытания опытных образцов натурной машины. Для опытных образцов натурной машины с четырьмя или более ступенями модель может быть испытана с пониженным числом ступеней, например, трехступенчатая модель для четырехступенчатой опытных образцов натурной машины.

2.1.3.4.3 Лабиринтные уплотнения и балансировочные устройства

Для крупных машин геометрическое подобие или гидравлическая эквивалентность модели и натуры трудно достижимы из-за различия элементов, таких как уплотнения между валом и рабочим колесом, балансировочные тяги и т.д. В этих случаях протечки через лабиринтные уплотнения и осевое усилие у модели и натуры будут отличаться. Эти отличия должны быть незначительными или должны быть так точно оценены, чтобы гидравлический КПД и осевое усилие натурной машины могли быть определены расчетным путем. Соглашение об определении и измерении протечек q′ (см. рисунок 6) должно быть достигнуто до испытаний и должно определять следует ли их учитывать при оценке производительности машины.

2.2 Проверка габаритов модели и опытного образца натурной машины

2.2.1 Общее

Как сказано в 2.1.3.4, необходимо добиться геометрического подобия модели и опытных образцов натурной машины или ее опытного образца натурной машины. Ниже описаны процедура проверки и допуски. Эти правила применяются даже в случае, если модель изготавливается для существующей машины.

2.2.1.1 Термины, относящиеся к модели и натурной машине

a) Измерения – значение, полученное в результате:

- измерения одного и того же параметра одного и того же компонента, сделанных в разных местах (например, диаметр рабочего колеса);
- измерение одного и того же параметра различных компонентов, сделанное в одном и том же месте (например, максимальная толщина лопаток НА).

b) Среднее значение – среднеарифметическое нескольких собственных значений.

c) Теоретическое значение – значение, указанное на рабочем чертеже машины в проекте.

Проектные размеры модели и опытных образцов натурной машины или ее опытного образца натурной машины L_M и L_P связаны масштабным коэффициентом λ_L.

2.2.1.2 Цель проверки габаритов

Проверка габаритов:

a) определяет основные размеры модели и опытных образцов натурной машины;

b) подтверждает единообразие модели и опытных образцов натурной машины по повторяющимся значениям сравнения относительного отклонение измерений от соответствующих средних значений. Предельные допустимые отклонения приведены в колонке «Допуск по единообразию» в 2.2.2.1.7 и 2.2.2.2.5;

c) проверяет геометрическое подобие модели и опытных образцов натурной машины путем сравнения относительного отклонения среднего значения для опытных образцов натурной машины от соответствующего пересчитанного с помощью масштабного коэффициента λ_L среднего значения для модели. Максимально допустимые отклонения приведены в колонках «Допуск по подобию» в 2.2.2.1.7 и 2.2.2.2.5.

2.2.1.3 Процедура

На рисунке 8 схематично показано применение геометрических допусков, определенных настоящим стандартом, в отношении собственных и средних значений для модели и опытных образцов натурной машины.

a) Проверка единообразия компонентов модели и опытных образцов натурной машины

Сравнивая измеренные собственные значения с соответствующим средним значением, можно определить, выполняется ли требование единообразия. Если требование единообразия не выполнено, следует определить какие компоненты должны быть откорректированы или повторно изготовлены. Если разница между средним значением и теоретическим значением выходит за пределы допуска по единообразию, необходимо определить, что должно быть исправлено: теоретическое значение или геометрия компонента. При проведении выборочного контроля компонентов или размеров следует согласовать сравнение собственных значений непосредственно с теоретическими.

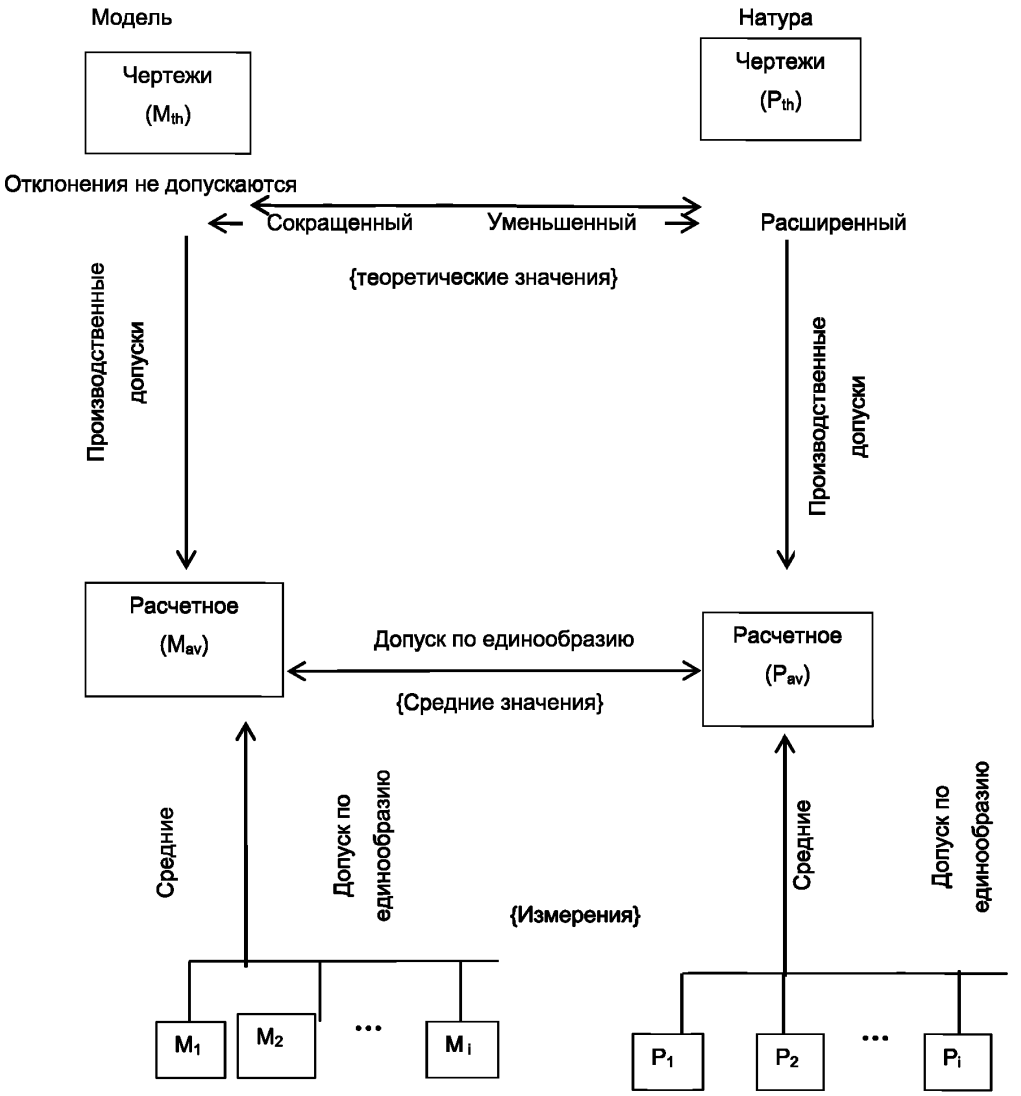


Рисунок 8 – Процедура для проверки габаритов, сравнения результатов и допусков для модели и натуры

Примечание – Численные значения допусков по подобию и допусков по единообразию приведены в 2.2.2.1.7 и 2.2.2.2.5.

b) Проверка геометрического подобия опытных образцов натурной машины и модели

Удовлетворение критериев геометрического подобия определяется путем сравнения соответствующих средних значений для модели и натуры с точностью до величины допуска, определенной данным стандартом. В этом случае соответствующие теоретические значения могут быть заменены средними значениями. Если отклонения оказываются больше, чем допуски по подобию, то следует согласовать дополнительные меры, которые могут включать в себя проведение нового испытания исправленной модели. В отношении некоторых размеров, которые трудно измерять и на модели, и на натуре, для сравнения модели и опытных образцов натурной машины можно использовать теоретические значения вместо средних при условии, что сумма технологических и/или монтажных допусков будет меньше допусков по подобию.

2.2.1.4 Применение допусков для различных типов машин

В стандарте указаны допуски по размерам для радиально-осевых Френсиса, поворотно-лопастных Каплана и ковшовых Пелтона турбин. Допуски для радиально-осевых турбин применимы также в отношении диагональных машин с неподвижными лопастями. Допуски для поворотно-лопастных турбин применимы также к диагональным машинам с регулируемыми лопастями и осевым машинам с неподвижными или регулируемыми лопастями (пропеллерные, прямоточные машины и т.д.). Допуски для ковшовых турбин могут применяться к наклонно-струйным активным машинам (S-образные турбины). Для насосов и насос-турбин размерные допуски приведены для центробежных и диагональных осевых машин.

2.2.1.5 Методы измерений

Для измерения конфигурации лопастей рабочего колеса, лопаток НА и колонн статора используются измерительные приборы с трехмерной системой координат, оптические измерительные системы, шаблоны и т.д. Проверка подобия гидравлических профилей с применением измерительных приборов с трехмерной системой координат или оптических систем может проводиться либо по точкам линии, либо по точкам поверхности:

- сравнение по линии является естественным эквивалентом механических шаблонов, их использование и интерпретация аналогичны практике использования механических шаблонов;
- точки на поверхности должны быть расположены либо в геометрически аналогичных точках натуры и модели, либо произвольно разбросаны по поверхности, а их число должно быть достаточно для определения профиля в целом. Для минимизации ошибки измерения по всей поверхности используются специальные компьютерные алгоритмы. Количественно ошибки ограничены допусками, приведенными в 2.2.2.1.7 и 2.2.2.2.5.

Изготовитель должен по согласованию с заказчиком предложить наиболее подходящий способ демонстрации геометрического подобия опытных образцов натурной машины и модели, учитывая способ изготовления и измерения рабочего колеса. На рисунках 9–19 приведены примеры, схематично показывающие место и объем проверки геометрического подобия. В некоторых случаях не представляется возможным измерить соответствующий размер непосредственно, например, если точка пересечения перекрывается буртиком (закраиной). В подобных случаях измерение выполняется в ином согласованном месте. В целях защиты прав производителя сравнительная информация должна представляться не фактическими значениями координат профиля, а в виде разницы между измеренным и теоретическим профилем. Для проверки измеряются абсолютные координаты профиля, представленные производителем.

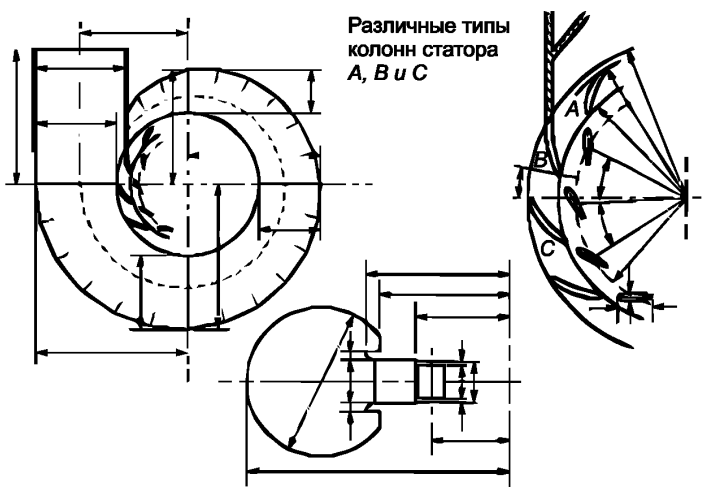


Рисунок 9 – Пример спиральных камер и распределение размеров, необходимых для проверки

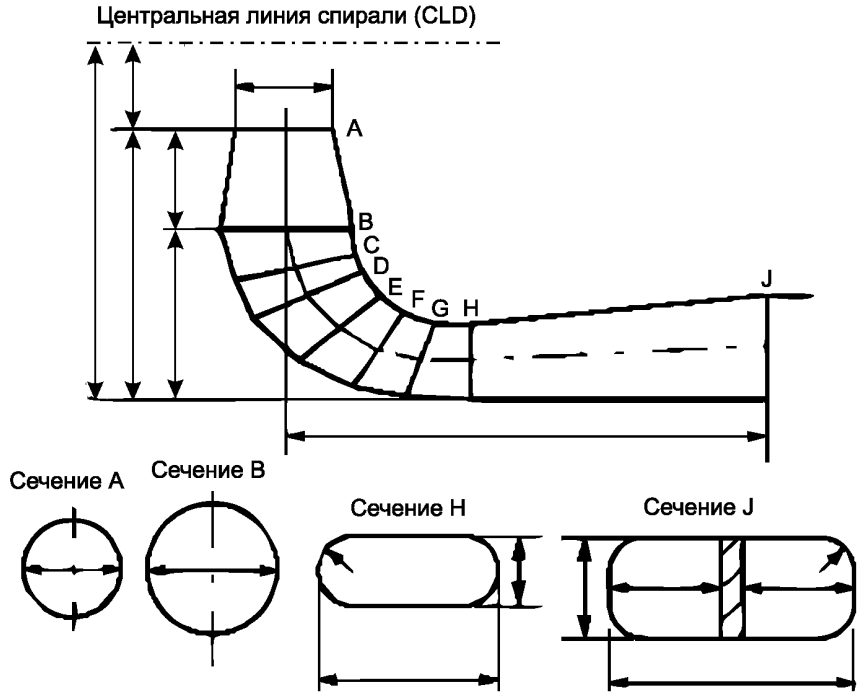


Рисунок 10 – Пример размеров отсасывающей трубы, необходимых для проверки

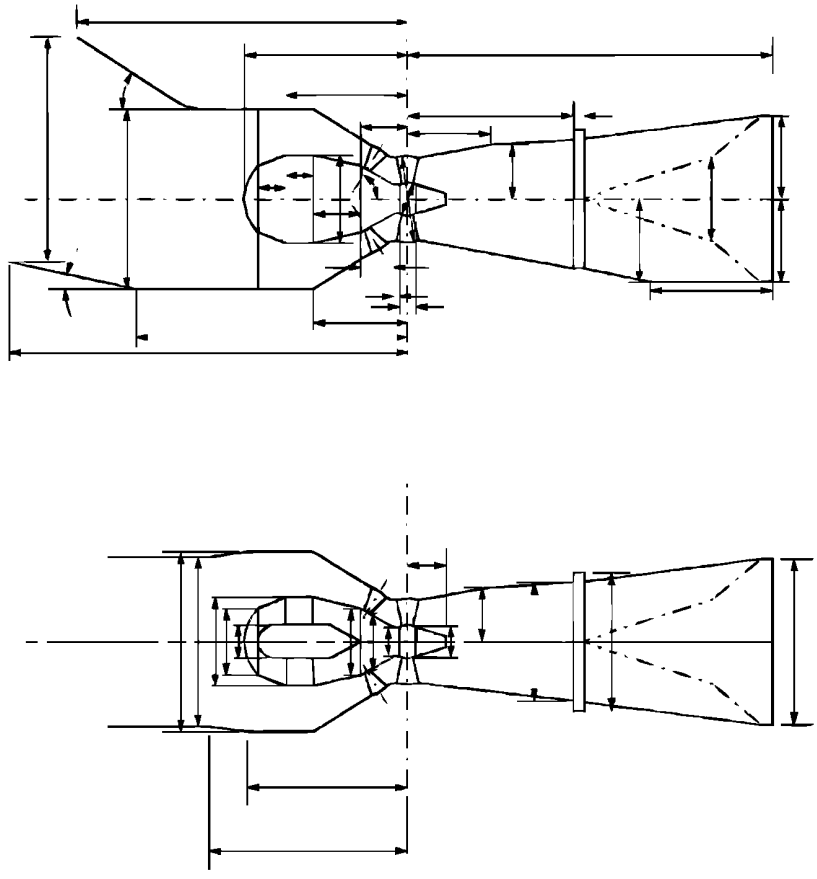


Рисунок 11 – Пример размеров, необходимых для проверки на уровне капсулы

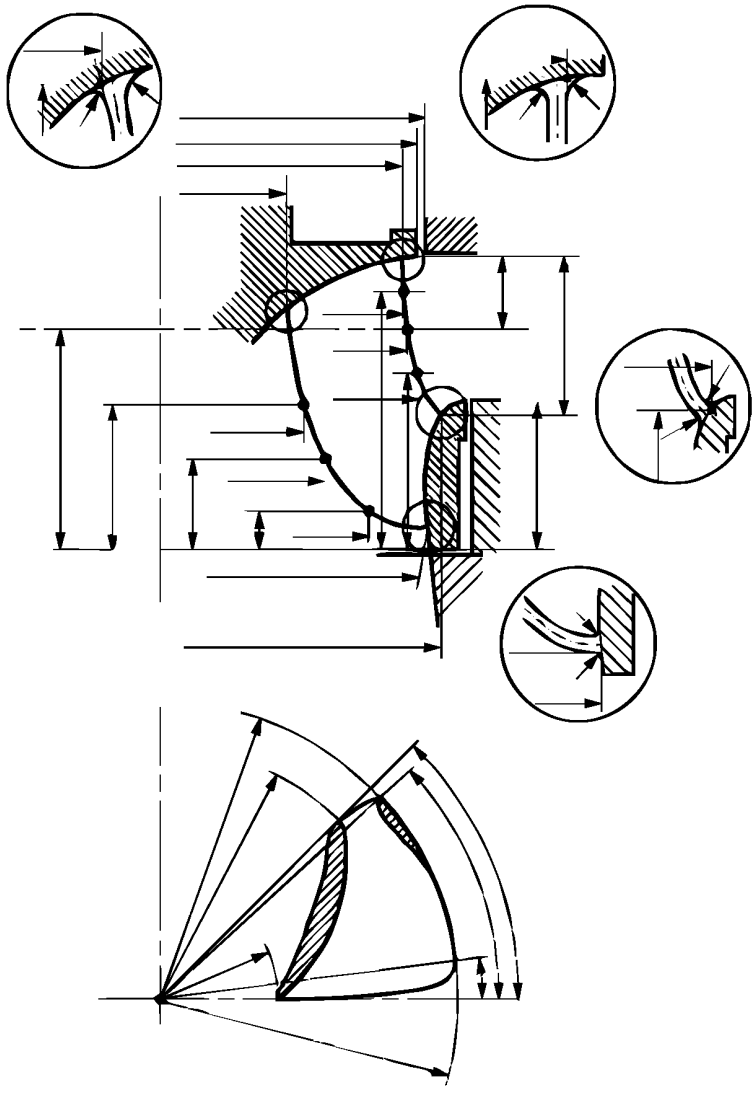
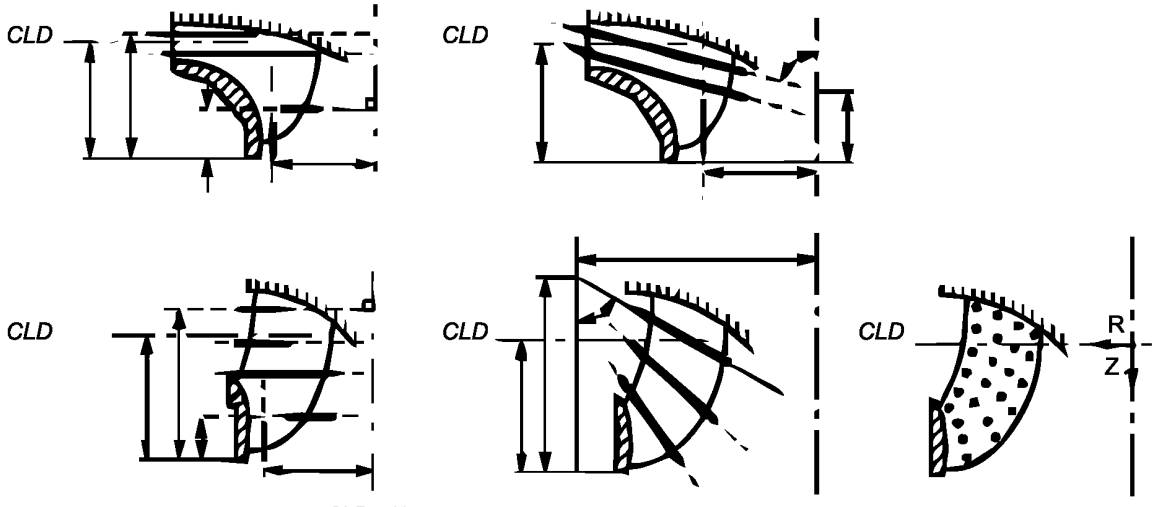


Рисунок 12 – Пример размеров для проверки радиального потока в рабочем колесе



CLD – Центральная линия спирали распределителя

Рисунок 13 – Рабочее колесо машины радиального потока. Примеры расположения измерительных сечений или измерительных точек для профиля лопасти

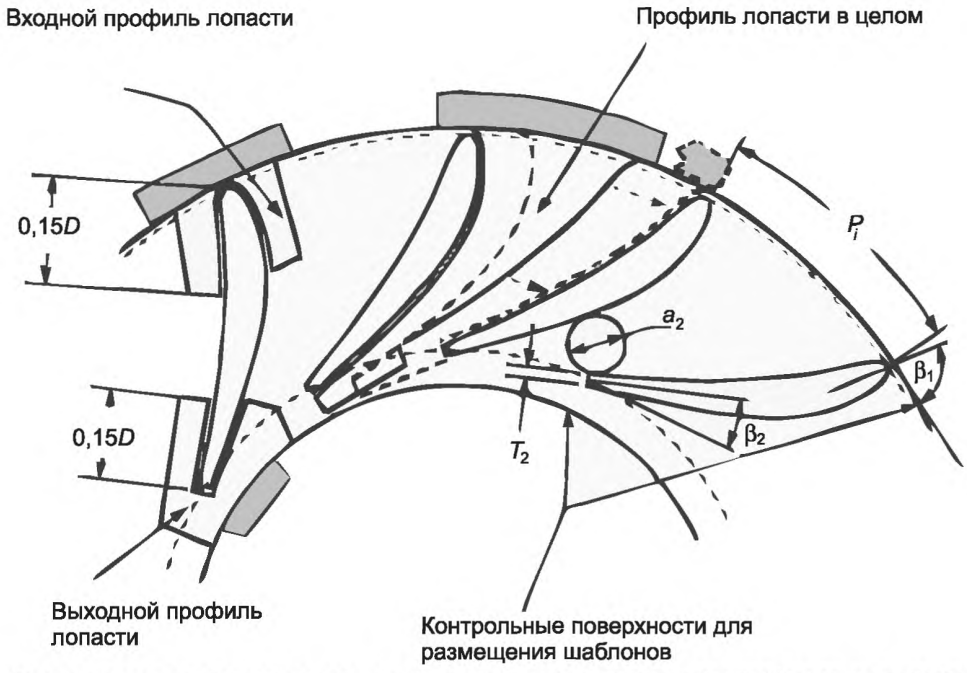


Рисунок 14 – Проверка межлопастного зазора и толщины лопасти посредством шаблонов или системы координат для радиально-осевого рабочего колеса

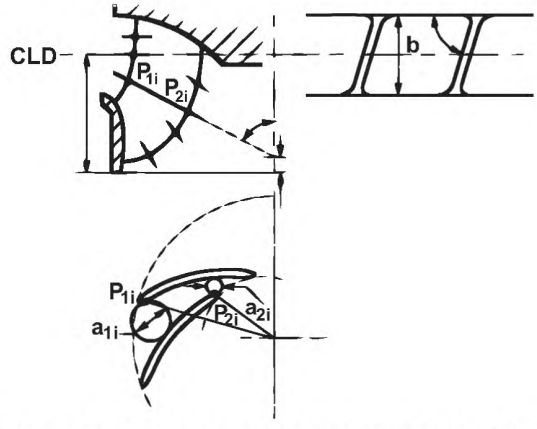


Рисунок 15 – Проверка зазоров в районе входной и выходной кромки лопасти (пример рабочего колеса насос-турбины)

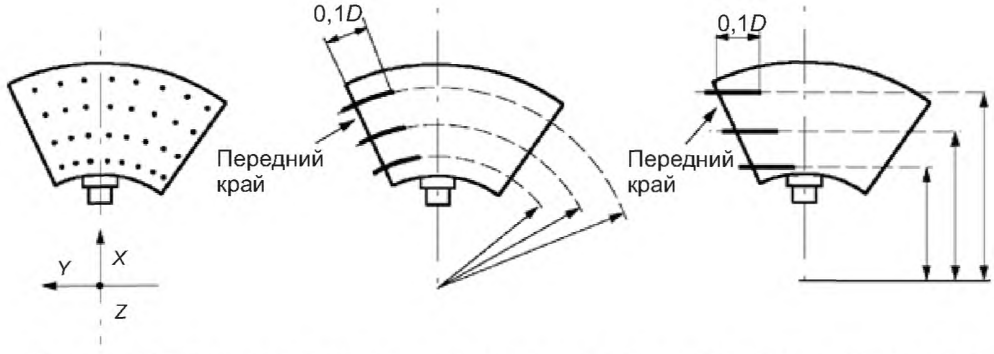


Рисунок 16 – Примеры расположения измерительных сечений или измерительных точек для профиля лопасти осевой машины

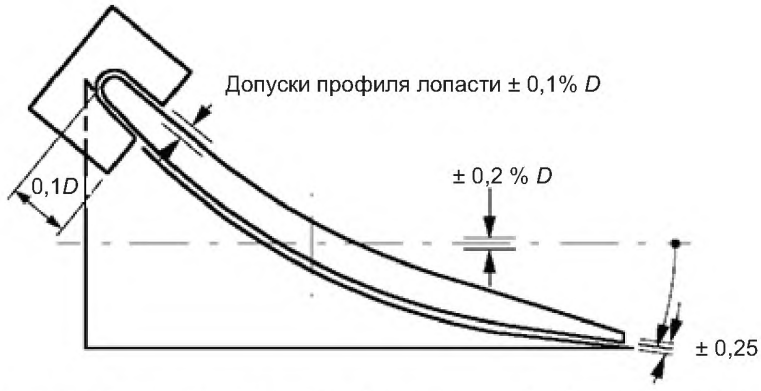


Рисунок 17 – Определение регулирования лопасти и допуски профиля лопасти рабочего колеса осевой машины

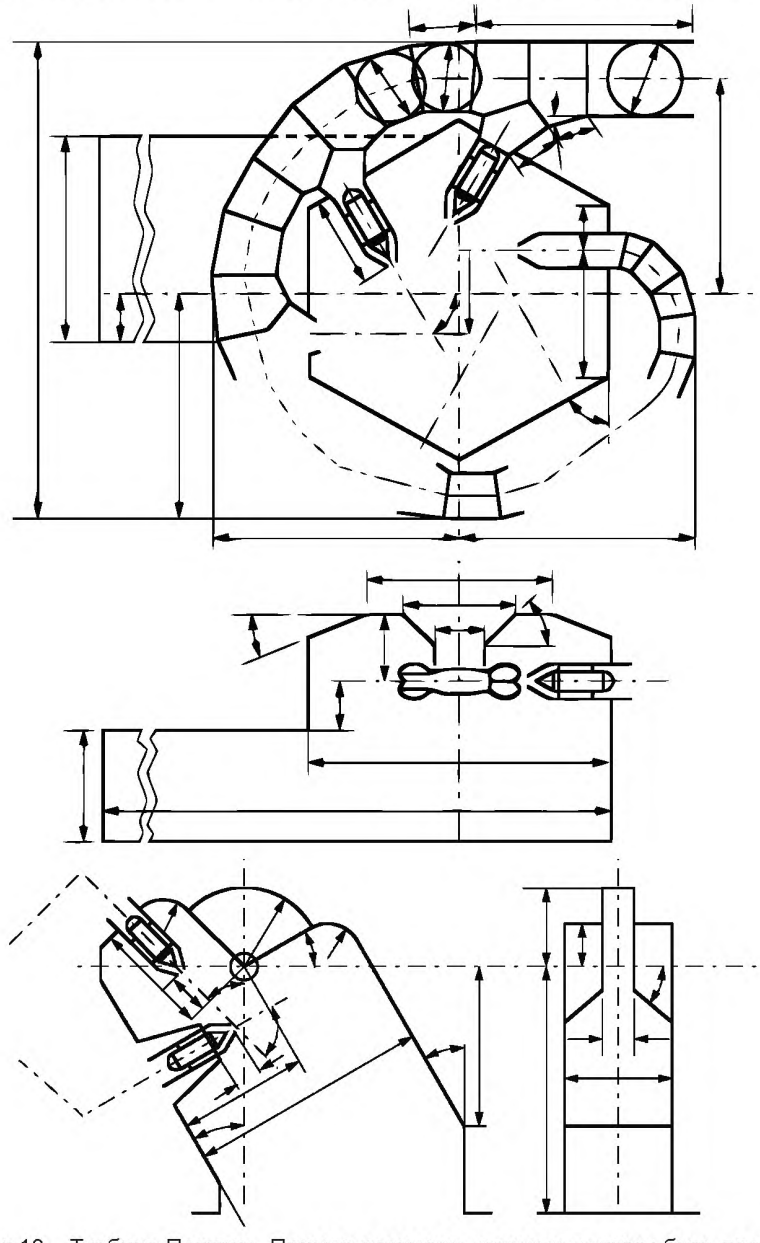


Рисунок 18 – Турбина Пелтона. Пример размеров, которые должны быть проверены на распределителе и корпусе машин с вертикальным и горизонтальным расположением вала

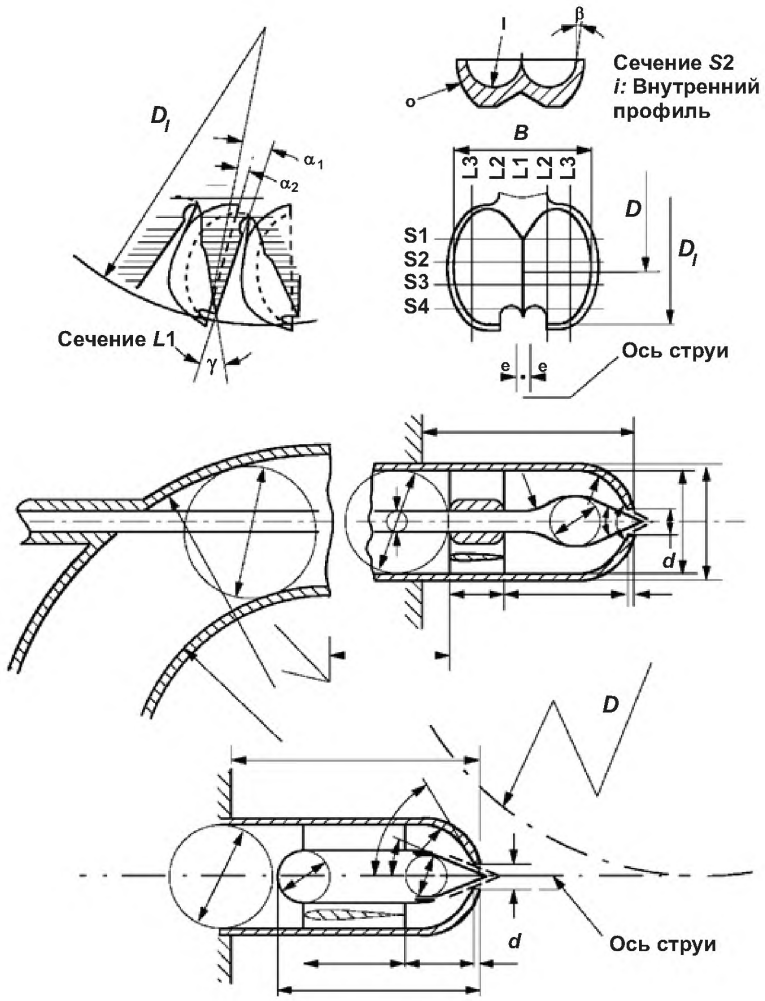


Рисунок 19 – Турбина Пелтона.
Пример размеров, которые должны быть проверены на ковшах и соплах ковшовых турбин

2.2.2 Проверяемые размеры модели и опытных образцов натурной машины

Размеры всех существенных компонентов проточной части должны проверяться в той степени, в какой это согласовано сторонами. Размеры и допуски по турбинам, насосам и насос-турбинам определены в 2.2.2.1 и 2.2.2.2. Если та или иная позиция определяется более чем одним размером, то допуск применим только в отношении одного размера.

Проверка геометрического подобия включает в себя:

a) проверку по гомологии отдельных компонентов перед сборкой. Исходя из практических соображений, размеры должны быть отнесены к самой компоненте;

b) проверку по гомологии машины в целом, т.е. в сборе со всеми компонентами. Соответствующие габаритные размеры обычно приводятся по отношению к оси рабочего колеса и/или центральной линии спиральной камеры. Для элементов проточной части, конфигурация которых определяется переходными участками между соседними компонентами – как неподвижными, так и вращающимися, допуски в настоящем стандарте не заданы.

Меридиональный контур рабочего колеса должен проверяться с помощью шаблонов или посредством других средств измерений, таких как трех координатные измерительные машины или оптические

измерительные системы. Должен быть правильно определен профиль и геометрическое положение лопастей рабочего колеса, углы профиля. Используемые далее допустимые максимальные отклонения относятся либо к соответствующим образом пересчитанному среднему значению для модели, либо к следующим контрольным (справочным) размерам:

T – с максимальная толщина направляющих лопаток, статорных колонн или лопастей рабочего колеса в каждом мерном сечении;

D – контрольный диаметр (см. рисунок 3);

P_i, – шаг установки лопастей на входе рабочего колеса радиально-осевых турбин (см. рисунок 14);

D – диаметр отверстия сопла (см. рисунок 19);

B – максимальная внутренняя ширина ковша рабочего колеса (см. рисунок 19);

a_1, a_2 – открытие между двумя соседними лопастями на стороне высокого и низкого давления рабочего колеса (см. рисунок 14 и 15). Открытие может быть определено либо по измеренному сечению профиля лопасти, либо по расстоянию от заданной точки на кромке лопасти до поверхности соседней лопасти. Термины, используемые в последующих подпунктах для обозначения различных компонентов гидравлических машин, определены в МЭК 61364.

2.2.2.1 Турбины

2.2.2.1.1 Основные компоненты

a) Реактивные турбины:

- основные размеры спиральной камеры (или статора для прямоточных турбин), статора, распределителя, отсасывающей трубы и, если необходимо, расстояние между рабочим колесом и крышкой турбины (см. рисунок 9 и 10);
- основные размеры рабочего колеса, включая входной и выходной диаметры, высоту входа, обода и ступицы рабочего колеса и корпуса рабочего колеса (для поворотно-лопастных турбин);
- число лопастей рабочего колеса, лопаток НА и статорных колонн;
- конфигурация проточной части рабочего колеса, НА и статорных колонн, включая максимальную толщину статорных колонн, лопаток НА и лопастей рабочего колеса;
- зазоры в уплотнениях, на конце лопасти рабочего колеса и по торцам лопаток НА;
- шероховатость всех компонентов машины;
- волнистость лопастей рабочего колеса, направляющих лопаток и статорных колонн (для опытных образцов натурной машины).

b) Активные турбины:

- основные размеры рабочего колеса, напорного коллектора, корпуса и сопел (см. рисунок 18);
- число ковшей;
- форма ковша, сопел и игл (см. рисунок 19);
- положение струй по отношению к рабочему колесу;
- шероховатость и волнистость ковшей, сопел и игл (для опытного образца опытных образцов натурной машины).

2.2.2.1.2 Рабочие колеса радиально-осевых турбин

Входной профиль лопасти должен быть проверен не менее чем в двух сечениях для турбин малой быстроходности и в трех сечениях для турбин большой быстроходности. Входное сечение должно охватывать входную кромку лопасти на расстояние 0,15 контрольного диаметра на стороне высокого давления или разрежения. Профиль лопасти в целом (от входной кромки до выходной кромки) должен быть измерен (в зависимости от быстроходности рабочего колеса) не менее чем в одном сечении или выборочно по всей поверхности (см. рисунки 13 и 14).

Входные углы лопасти должны быть проверены в тех же сечениях, что и входные профили. Входной угол измеряется с помощью шаблона, наложенного на участок от носовой части лопасти на расстояние в 0,15 (в некоторых случаях 0,1) контрольного диаметра вдоль обеих сторон лопасти, и расположенного таким образом, чтобы обеспечивалось его оптимальное прилегание одновременно к обеим сторонам лопасти (см. рисунок 14). Выходные профили лопасти должны измеряться не менее чем в трех сечениях. Выходное сечение должно охватывать выходную кромку лопасти на расстояние в 0,15 (в некоторых случаях 0,1) контрольного диаметра по обеим сторонам лопасти (см. рисунок 14).

Положение входной и выходной кромок лопастей рабочего колеса должно проверяться, не менее чем в двух или трех точках в зависимости от быстроходности (см. рисунок 12). Зазор между лопастями должен проверяться не менее чем в четырех точках на каждой лопасти (см. рисунки 14 и 15).

Для рабочих колес опытных образцов натурной машины в сборе (путем сварки предварительно изготовленных компонентов) можно согласовать проверку профилей лопастей до сборки, т.е. после завершения механической обработки отдельных лопастей. После сборки достаточно проверки положения лопастей (см. рисунок 12), штапиков и межлопастного зазора.

2.2.2.1.3 Рабочие колеса поворотно-лопастных турбин

Профили лопастей должны измеряться не менее чем в трех сечениях вдоль профиля (либо вдоль цилиндрических или плоских сечений) как на стороне высокого давления, так и на стороне разрежения или произвольно по всей поверхности (см. рисунок 16). В каждом из мерных сечений должна быть проверена входная часть профиля. Входной профиль должен охватывать входную кромку лопасти на расстояние в 0,1D вдоль лопасти. При выполнении этих проверок оптимальная подгонка лопасти к каждому контрольному профилю может быть достигнута путем проворачивания контрольного профиля, если угловая и осевая настройка при сравнении с правильным положением исходного профиля не превышают значений, определенных в 2.2.2.1.7. Такие настройки (перемещения) допускаются только по одному разу для каждого сечения, и все контрольные измерения должны выполняться в этом положении, как на стороне высокого давления, так и на стороне разрежения в рассматриваемом сечении (см. рисунок 17). При установке лопасти на корпусе рабочего колеса нужно проверить угол поворота лопастей по отношению друг к другу. Для этого нужно сравнить его с углом наклона измеренных периферийных профилей. Разница между углами установки лопастей не должна превышать ± 0,25°.

2.2.2.1.4 Рабочие колеса ковшовых турбин

Профиль каждого ковша должен быть проверен не менее чем в четырех поперечных и четырех продольных сечениях или произвольно по всей поверхности. Выходной угол β каждого ковша должен проверяться в четырех точках с каждой стороны. На каждом ковше должны быть проверены форма контура, угол γ у тыльной стороны контура, нож ковша и угол наклона ковша α (см. рисунок 19). Должны быть проверены внутренний профиль и ширина ковша с внутренней стороны. Для того чтобы удостовериться, что потери при взаимодействии потока и ковша на опытном образце меньше, чем на модели, должен быть проверен задний профиль ковша. Допуски на задний профиль аналогичны допускам, применяемым к изготовлению переднего профиля внешней стороны ковша (2.2.2.1.7).

2.2.2.1.5 Направляющие аппараты

Для радиального (цилиндрического) НА профиль лопатки должен измеряться не менее чем в одном сечении, для конического НА – не менее чем в двух сечениях.

2.2.2.1.6 Зазоры

Необходимо проверить зазоры уплотнений рабочего колеса, периферийные зазоры лопастей и торцевые зазоры лопаток НА реактивных турбин. Зазоры опытного образца натурной машины не должны превышать зазоры, пересчитанные с модели. Для модели и опытного образца натурной машины должно учитываться влияние давления на торцевой зазор НА. Длина уплотнений рабочего колеса опытного образца натурной машины не должна быть меньше, чем у модели с учетом масштабного коэффициента.

2.2.2.1.7 Максимально допустимые по критериям геометрического подобия отклонения опытного образца натурной машины и модели турбин

Параметр	Максимально допустимые отклонения, %		
	Допуск по однородности (отношение измеренного значения к среднему)		Допуск по подобию (отношение среднего значения опытного образца к среднему значению модели) (L_P–$\lambda_L L_M$) / (контрольное значение)[1)]
	Модель	Опытный образец	Опытный образец/модель
Основные размеры водоводов Металлические или бетонные водоводы (спиральная камера, отсасывающая труба и др.)[2)]	± 2	± 2	± 1
Диаметр статора	± 1	± 1	± 1
Длина статорных колонн	± 2	± 2	± 2
Максимальная толщина НА T'	± 5	± 5	± 5
Максимальная толщина статорных колонн T''	± 5	± 8	± 5
Высота статора	± 2	± 2	± 2
Высота распределителя	± 0,3	± 0,3	± 0,2
Диаметр окружности НА	± 0,2	± 0,2	± 0,2

Продолжение таблицы

Параметр	Максимально допустимые отклонения, %		
	Допуск по однородности (отношение измеренного значения к среднему)		Допуск по подобию (отношение среднего значения опытного образца к среднему значению модели) (L_P–$\lambda_L L_M$) / (контрольное значение)[1)]
	Модель	Опытный образец	Опытный образец/модель
Относительное положение статорных колонн и лопаток НА (например, заданное углом между ними)	± 1°		
Профиль НА	± 3 % T '	± 5 % T '	± 3 % T '
Профиль статорных колонн	± 3 % T"	± 8 % T"	± 5 % T"
Максимальное открытие НА	± 1,5	± 2	≥0
Зазоры Уплотнение и зазор конца лопасти	± 50	± 50	≤ 0
Длина зазора уплотнения	–	–	≥ 0
Торцевые зазоры лопаток НА	± 50	± 50	≤ 0
Радиально-осевые рабочие колеса Профиль лопасти: на входе и выходе	± 0,1 % D		
остальная часть поверхности	± 0,2 % D		
Расстояние между входными кромками лопастей P_i	± 0,2 % D	± 0,5 % D	–
Внутренний угол β_1 [3)]	± 1,5°	± 2°	± 1,5°
Выходной угол β_2 [3)]	± 1°	± 1,5°	± 1°
Выходное отверстие a	± 3	+ 5 – 3	+ 3 – 1
Максимальная толщина лопасти T[4)]	+ 3 – 6	+ 5 – 8	+ 3 – 6
Толщина лопасти у выходной кромки	± 15	± 15	± 15
Диаметр входа и выхода и другие размеры рабочего колеса[5)]	± 0,25 % D	± 0,5 % D	± 0,25 % D
Рабочие колеса поворотно-лопастных и диагональных турбины Профиль лопасти	±0,1 % D		
Носок профиля	±0,1 % D		
Максимальная толщина лопасти[6)] T	+3 –6	+5 –8	+3 –6
Толщина лопасти у выходного края	±15		
Диаметр выходного кольца D	±0,1	±0,1	±0,2
Другие размеры рабочего колеса	±0,25 % D	±0,5 % D	±0,25 % D
Угловая разница профиля	±0,25°		
Осевая настройка профиля	±0,2 % D		
Максимальный угол наклона лопасти	±0,25°	±0,25°	≥ 0°
Ковшовые турбины Диаметр иглы и сопла	±0,3 % d		
Профили иглы и сопла	±0,1 % d		
Угол сопла	±0,5°	±1°	±1°
Угол иглы	±1°	±2°	±1°
Внутренняя ширина ковша B	±0,3	+0,8 –0,5	+0,8 –0,5
Внешний профиль ковша	±0,5	±1 –0,8	+1 –0,8
Внутренний профиль ковша	±0,5 % B		

Окончание таблицы

Параметр	Максимально допустимые отклонения, %		
	Допуск по однородности (отношение измеренного значения к среднему)		Допуск по подобию (отношение среднего значения опытного образца к среднему значению модели) (L_P–$\lambda_L L_M$) / (контрольное значение)[1)]
	Модель	Опытный образец	Опытный образец/модель
Наклон ковша α	±1°		
Выходной угол ковша β	±1°		
Профиля выреза	± 1 % B		
Угол γ за вырезом	± 1°	0 –3°	0 –3°
Диаметр выхода струи D	±0,2 %		
Смещение струи к рабочему колесу e	±0,5 % B	±0,5 % B	±0,25
Выравнивание струи к рабочему колесу δ	±0,5°		
Наружный диаметр шага ковша	±1 % B	±1,5 % B	–
Диаметр D_i (рисунок 18)	±0,3 % D	±0,3 % D	±0,2 % D

[1)] Контрольное значение взято как масштабное среднее значение модели ($\lambda_L L_M$), если не указано иное. Угловой допуск – это разница между углами опытного образца натурной машины и модели.

[2)] Для бетонных поверхностей, допуски по однородности должны изменяться с ± 2 % до ± 1 % на машину с диаметром рабочего колеса опытного образца натурной машины от 3 до 1 м. Также для бетонных поверхностей должны быть ограничены наплывы в результате сдвига опалубки, соединение бетонных и металлических поверхностей и др. до 6 мм на прототип машины диаметром рабочего колеса более 3 м, с постепенным уменьшением до 3 мм для машины диаметром рабочего колеса от 1 до 3 м.

[3)] Где поверхность лопасти достаточно хорошо представлена, самостоятельные определения углов могут быть опущены (2.2.2).

[4)] Не требуется в случае, если есть данные о полном профиле.

[5)] В некоторых случаях может оказаться целесообразным согласовать увеличение допусков для размеров задней кромки (например, некоторые радиусы, показанные на рисунке 12) при сохранении необходимых допусков для ширины выхода.

[6)] Не требуется в случае, если есть полные данные о профиле.

2.2.2.2 Насосы и насос-турбины

2.2.2.2.1 Основные компоненты

Должны быть проверены на соответствие требованиям по допускам:

- основные размеры спиральной камеры, диффузора, всасывающего патрубка и, при необходимости, пространство между рабочим колесом и крышкой турбины (см. рисунки 9 и 10);
- основные размеры рабочего колеса, включая входной и выходной диаметры, обода и ступицы рабочего колеса (см. рисунки 12 и 15);
- число лопастей рабочего колеса, колонн диффузора/лопаток НА и статорных колонн;
- форма элементов водных проходов на участке рабочего колеса и форма колонн диффузора/лопаток НА и статорных колонн, включая максимальную толщину статорных колонн, колонн диффузора и лопастей рабочего колеса;
- зазоры в уплотнениях, на периферийных кромках лопастей рабочего колеса и торцевые зазоры лопаток НА;
- шероховатость поверхности всех компонентов проточной части машины (2.2.3.3);
- волнистость колонн диффузора, НА и лопастей рабочего колеса (для опытного образца натурной машины).

2.2.2.2.2 Центробежные и диагональные рабочие колеса

Требования к центробежным и диагональным рабочим колесам для удобства выражены в терминах для одноступенчатой машины. Для двух- и многоступенчатых машин на всех входах и ступенях преобразования должны быть проведены дополнительные измерения.

Входные профили лопастей должны измеряться не менее чем в трех сечениях. Входное сечение должно охватывать область от кромки лопасти на расстояние в (0,1–0,15) контрольного диаметра D по обеим сторонам лопасти (см. рисунок 14).

Выходные профили лопастей должны проверяться не менее чем в двух сечениях для машин малой быстроходности и в трех сечениях для машин большой быстроходности. Выходное сечение должно охватывать область от выходной кромки лопасти на расстояние в (0,1 – 0,15) контрольного диаметра по обеим сторонам лопасти, как со стороны высокого давления, так и со стороны разряжения. Весь профиль лопасти (от входной кромки до выходной кромки) должен измеряться в зависимости от быстроходности рабочего колеса в одном сечении или произвольно по всей поверхности (см. рисунки 13 и 14).

Входные углы лопастей должны измеряться в тех же сечениях, что и входные профили. Например, входной угол с помощью шаблона можно измерить при оптимальном прилегании одновременно к обеим сторонам лопасти от входной кромки лопасти на расстояние в (0,1 – 0,15) контрольного диаметра. Положение входной и выходной кромок лопастей рабочего колеса должно проверяться в двух или трех точках в зависимости от быстроходности турбины (см. рисунок 12). Расстояние между входными кромками лопастей должно проверяться не менее чем в четырех точках каждой лопасти (см. рисунок 15).

Для выходного сечения рабочего колеса рекомендуется следующая процедура (см. рисунки 13 и 15):

- измерение выходных профилей лопасти в двух или более сечениях в зависимости от быстроходности турбины;
- измерение высоты b отверстий между лопастями рабочего колеса;
- определение ширины на выходе в точке a, где максимальная вписанная окружность проходит по касательной к плоскостям давления и разрежения на выходе.

Для собранных рабочих колес опытных образцов натурной машины (собранных путем сварки предварительно изготовленных компонентов) можно согласовать проверку профилей лопастей до сборки, т.е. после завершения механической обработки отдельных лопастей. После сборки достаточно будет проверить положения лопастей (представлено на рисунке 12), штапиков и ширину на входе.

2.2.2.2.3 Рабочие колеса осевых турбин

Профили лопасти осевых турбин должны проверяться с использованием той же процедуры, что и профили лопастей рабочих колес поворотно-лопастных турбин, как указано в 2.2.2.1.3.

2.2.2.2.4 Направляющие лопатки и зазоры

Профили и зазоры направляющих лопаток проверяются в соответствии с 2.2.2.1.5 и 2.2.2.1.6.

2.2.2.2.5 Максимально допустимые отклонения по геометрическому подобию между опытным образцом натурной машины и моделями насосов/насос-турбин

Параметр	Максимально допустимые отклонения, %		
	Допуск по однородности (отношение измеренного значения к среднему)		Допуск по подобию (отношение среднего значения опытного образца к среднему значению модели) (L_P–$\lambda_L L_M$) / (контрольное значение)[1)]
	Модель	Опытный образец	Опытный образец/модель
Основные размеры проточной части Элементы проточной части из металла или бетона (спиральная камера, отсасывающая труба и т.д.)	±2	±2	±1
Диаметр статора	±1		
Длина колонн диффузора/статорных колонн	±2		
Максимальная толщина направляющих лопаток T'	±5		
Максимальная толщина статорных колонн T''	±5	±8	±5
Высота статорного кольца/диффузора	±2		
Высота распределителя	±0,3	±0,3	±0,2
Диаметр окружности НА	±0,2		
Относительное положение статорных колонн по отношению к направляющему аппарату (выражаемое, к примеру, как угол)	±1°		
Профиль НА / статорной колонны/диффузора	±3 % *T*	±5 % *T*	±3 % *T*
Максимальное открытие НА	±1,5	±2	≥0

Окончание таблицы

Параметр	Максимально допустимые отклонения, %		
	Допуск по однородности (отношение измеренного значения к среднему)		Допуск по подобию (отношение среднего значения опытного образца к среднему значению модели) (L_P–$\lambda_L L_M$) / (контрольное значение)[1)]
	Модель	Опытный образец	Опытный образец/модель
Зазоры зазоры в уплотнениях, на периферийных кромках лопастей	± 50	± 50	≤0
Длина уплотнения зазора	–	–	≥0
Торцевые зазоры НА	± 50	± 50	≤0
Радиальные рабочие колеса[2)] Профиль лопасти: входная и выходная кромки	±0,1 % D		
остальная часть поверхности	±0,2 % D		
шаг установки лопастей P_i,	±0,2 % D	±0,5 % D	–
Входной угол β_2[3)]	±1,5°	±1,5°	±1°
Выходной угол β_1	±1°	±1,5°	±1°
Ширина входа и выхода a	±3	+5 –3	+3 –1
Максимальная толщина лопасти T[4)]	+3 –6	+5 –8	+3 –6
Толщина лопасти вблизи выходной кромки	±15		
Диаметр рабочего колеса на входе и выходе и другие размеры импеллера/рабочего колеса	±0,25 % D	±0,5 % D	±0,25 % D
Осевые рабочие колеса Профиль лопасти	±0,1 % D		
Входной профиль	±0,1 % D		
Максимальная толщина лопасти T[5)]	+3 – 6	+5 – 8	+3 – 6
Толщина лопасти вблизи выходной кромки	±15		
Диаметр кольца D	±0,1 % D	±0,1 % D	±0,2 % D
Другие размеры рабочего колеса	±0,25 % D	±0, 5 % D	±0,25 % D
Угловой допуск профиля	±0,25°		
Осевой допуск профиля	±0,2 % D		
Максимальный угол лопастей	±0,25°	±0,25°	≥0°

[1)] Контрольное значение взято как масштабное среднее значение модели ($\lambda_L L_M$), если не указано иное. Угловой допуск – это разница между углами опытного образца натурной машины и модели.

[2)] Вход/выход для насос-турбин относится к насосному режиму.

[3)] Где поверхность лопасти достаточно хорошо представлена, самостоятельные определения углов могут быть опущены (2.2.2).

[4)] Не требуется в случае, если есть данные о полном профиле.

[5)] Не требуется, если в распоряжении имеются данные по профилю в целом.

2.2.3 Волнистость и шероховатость поверхности

2.2.3.1 Определения

2.2.3.1.1 Волнистость

Волнистость представляет собой отклонение профиля поверхности от плавной кривой, которую может принимать упругий стержень. Волнистость выражается отношением максимального отклонения от плавной кривой к длине участка, на котором отклонение наблюдается, и задается отношением X/U (см. рисунок 20). Чтобы отличить волнистость от шероховатости поверхности, U должно составлять не менее 50 мм. Точка максимального отклонения X должна приходиться на среднюю треть U. Оценить выпуклости на поверхности иногда бывает труднее, чем впадины. Тем не менее, выпуклости устраняются относительно проще.

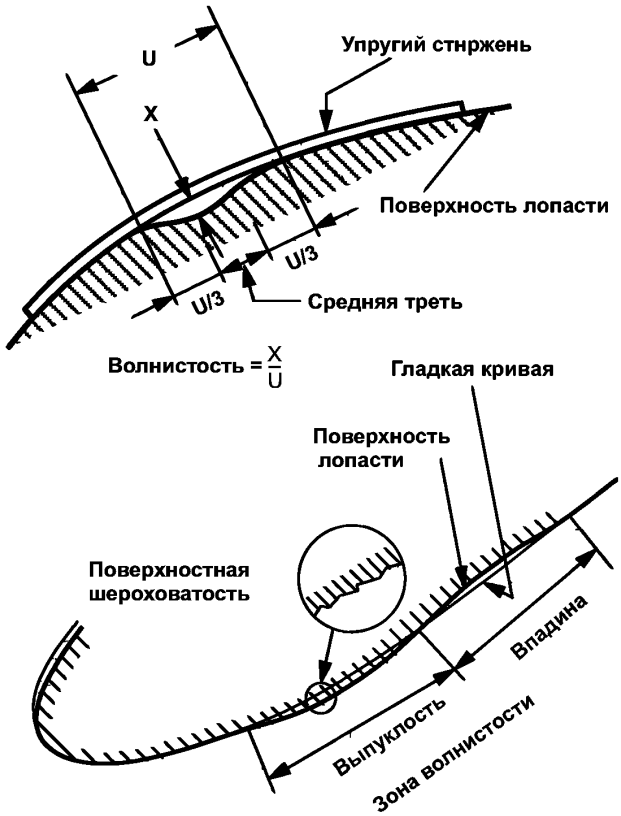


Рисунок 20 – Определение волнистости и шероховатости поверхности

2.2.3.1.2 Шероховатость поверхности

Шероховатость поверхности представляет собой характерный показатель качества поверхности, обусловленный небольшими отклонениями от ее теоретической конфигурации, абразивной шероховатостью, возникающей при обработке поверхности абразивными инструментами, подачей инструмента, нанесением покрытия или окраской, ошибками предшествующих этапов изготовления (сварки).

Шероховатость характеризуется критерием R_a (среднеарифметическое отклонение от средней линии профиля), как это определено в ИСО 468.

2.2.3.2 Требования к волнистости

Вся поверхность лопастей, включая обозначенные участки профиля, ступицы рабочего колеса и обода, должна быть проверена на гладкость, волнистость не должна превышать ± 0,02. В качестве эталона можно использовать гибкий стержень. На поверхностях, подверженных кавитации, волнистость должна быть не более ± 0,01.

2.2.3.3 Требования к шероховатости опытного образца натурной машины

Шероховатость поверхности элементов проточной части модели и опытного образца натурной машины снижает КПД машины. Модель должна обеспечивать ламинарное течение жидкости см. [2], даже если в наиболее важных узлах опытного образца натурной машины условия ламинарности не выполняются.

Для перерасчета КПД условно применяются формулы пункта 3.8, хотя они применимы только для ламинарных потоков. Для опытного образца натурной машины шероховатость должна быть указана с учетом экономичного значения КПД, производственных затрат, типоразмера машины, вероятности быстрой потери под воздействием эрозии или коррозии в период эксплуатации первоначального класса чистоты поверхности и т.д. В таблице 1 приведены ориентировочные значения шероховатости поверхности для опытного образца натурной машины. Исходя из выше изложенного, рекомендации по

значениям шероховатости поверхности разделены на две группы. Группы определяются величиной удельной гидравлической энергии Е (напором) для различных типов машин с быстроходностью от низкой до средней (средне- и высоконапорные машины) и машинам с более высокой быстроходностью (низконапорные машины), рекомендации по значениям шероховатости для машин различного типа приведены в таблице 1.

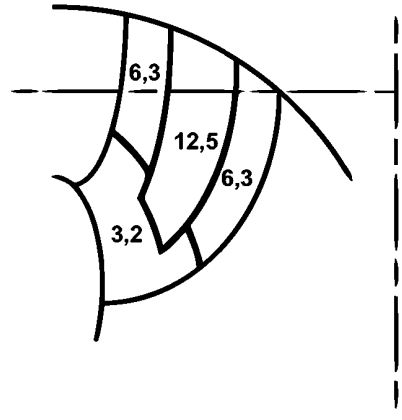
Значения шероховатости поверхности опытного образца натурной машины задаются для реального состояния их поверхности. Это означает, что, если омываемые водой компоненты окрашены или на них нанесено защитное покрытием, то класс чистоты (шероховатости) этих компонентов должен быть обязательно проверен. На некоторых участках с целью повышения кавитационной стойкости или усталостной прочности класс чистоты выбирается вне зависимости от геометрического подобия модели и опытного образца натурной машины.

При определении шероховатости поверхности изготовленных компонентов проточного тракта на входе и выходе спиральной камеры, конуса отсасывающей трубы и входной камеры прямоточных турбин сварные швы не должны включаться в объем проверки поверхности в связи с их небольшой долей в общей проверяемой поверхности. Тем не менее, предполагается, что сварные швы являются чистыми, без кромок. Это также означает, что для низконапорных машин (левая колонка таблицы 1) эти сварные швы могут не зачищаться.

Таблица 1 – Рекомендуемая шероховатость поверхности R_a для опытных образцов натурной машины (поверхности с чистовой доводкой и покраской)

Тип машины	Компонент	R_a, мкм	
Осевая		E<300 Дж/кг	E>300 Дж/кг
	Лопасти рабочего колеса;	≤ 6,3	≤ 3,2
	НА и диффузор;	≤ 12,5	≤ 6,3
	Спиральная камера, статор, камера рабочего колеса (горловина камеры), конус отсасывающей трубы и водоприемник прямоточной машины	≤ 25,0	≤ 12,5
Реактивная машина		E<2000 Дж/кг	E>2000 Дж/кг
Радиальная или диагональная	Лопасти рабочего колеса;	≤ 6,3	≤ 3,2
	НА и диффузор;	≤ 12,5	≤ 6,3
	Спиральная камера, статор (включая лопатки обратного канала для многоступенчатых машин), облицовка и конус отсасывающей трубы	≤ 25,0	≤ 12,5
Ковшовая турбина		E<5000 Дж/кг	E>5000 Дж/кг
	Внутренняя поверхность ковшей и выходная часть сопла	≤ 3,2	≤ 1,6
	Сопло	≤ 12,5	≤ 6,3
	Распределитель	≤ 25,0	≤ 12,5

Примечание – Приведенные значения представляют собой значения, усредненные для всей поверхности рассматриваемого компонента. С учетом местных условий в отдельных зонах могут быть приняты отклонения вплоть до ± 1, класс R_a (например, R_a = 3,2 мкм до R_a = 12,5 мкм вместо рекомендованного среднего значения R_a = 6,3 мкм для лопастей рабочего колеса радиальной турбины). См. схему.



2.3 Гидравлическое подобие, условия и порядок проведения испытаний

2.3.1 Гидравлическое подобие

2.3.1.1 Основные теоретические требования и числа подобия

Теоретически для достижения гидродинамического подобия между двумя гидромашинами А и В (где А – это модель, а В – опытный образец натурной машины) следует выполнить условия:

a) геометрическое подобие между машинами А и В;

b) идентичность отношения сил, действующих на компоненты каждой из машин со стороны обтекающей их жидкости.

Эти отношения определяются безразмерными параметрами и называются числами подобия. Основные числа подобия представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Критерии подобия

Число подобия (обозначение)	Отношение сил	Общее определение
Число Рейнольдса Re	Инерция/ Вязкость	$\frac{v_c \cdot L_c}{\nu}$
Число Эйлера Eu	Давление/ Инерция	$\frac{\Delta p_c}{\rho \cdot v_c^2}$
Число Тома σ		NPSE / E
Число Фруда Fr	Инерция/ Гравитация	$\frac{v_c}{(g \cdot L_c)^{1/2}}$
Число Вебера We	Инерция/ Сила поверхностного натяжения	$\frac{\rho \cdot L_c \cdot v_c^2}{\sigma^*}$
L_c – длина; v_c – скорость; Δp_c – дифференциальное давление; σ^* – поверхностное натяжение жидкости.		

Выбрать условия, которые удовлетворяли бы всем критериям подобия, крайне затруднительно, поэтому выбираются критерии (числа), которые оказывают наибольшее влияние. В большинстве испытаний модели невозможно достичь подобия опытному образцу натурной машины. Тогда результаты испытания модели преобразуются к условиям опытного образца натурной машины с помощью соответствующих поправок. Использование таких поправок необходимо в случае отличия числа Рейнольдса при определении КПД модели от заданного числа Рейнольдса для опытного образца.

2.3.1.2 Условия гидравлического подобия, используемые в стандарте

Две машины А и В эксплуатируются при гидравлически подобных эксплуатационных условиях, если выполняются:

a) требования геометрического подобия между А и В, предусмотренные в 2.1.3.4 и в 2.2;

b) условие идентичности соответствующих компонент скорости потока в любой подобной точке обеих машин, что делает соответствующие треугольники скорости рабочего колеса (определяются абсолютными, окружными и относительными составляющими скорости) геометрически подобными. Это значит, что обе машины в соответствующих рабочих точках имеют идентичные значения коэффициента расхода, энергии и кавитации:

- коэффициент расхода $(Q_{nD})_A = (Q_{nD})_B$;
- коэффициент энергии $(E_{nD})_A = (E_{nD})_B$;
- коэффициент кавитации $(\sigma_{nD})_A=(\sigma_{nD})_B$ или

одинаковые коэффициенты расхода, скорости и число Тома:

- коэффициенты расхода $(Q_{ED})_A = (Q_{ED})_B$;
- коэффициенты скорости $(n_{ED})_A=(n_{ED})_B$;

и значения числа Тома $\sigma_A= \sigma_B$.

Равенство этих коэффициентов и факторов характеризует гидравлическое подобие обеих машин. Это условие относится к гидравлическим характеристикам и/или их гарантиям.

Другие условия подобия, которые важны для механического аспекта (например, гидроупругость и др.) настоящим стандартом не рассматриваются.

2.3.1.3 Требования подобия для различных типов модельных испытаний

В таблице 3 дан краткий обзор условий подобия, которые должны соблюдаться при проведении испытаний модели, результаты которых связаны с опытным образцом машины.

Для достижения гидравлического подобия модели и опытного образца натурной машины должны быть соблюдены независимые от типа испытаний условия (2.3.1.2 b) подобия по расходу, удельной гидравлической энергии или скорости и кавитации (если имеется кавитационное влияние).

Ниже приведена информация о влиянии различных условий подобия, учитываемых стандартом.

Таблица 3 – Требования подобия для различных типов модельных испытаний

Типы испытаний	Условия подобия, которые должны быть соблюдены, и комментарии
Реактивные машины	
Эксплуатационные испытания	Возможное влияние кавитации на расход, удельную гидравлическую энергию, эффективность (КПД) и мощность должно быть проверено кавитационными испытаниями (вариации) в отдельных рабочих точках, независимо от соглашения, чтобы выполнить эти испытания при $\sigma_M = \sigma_{pl}$; $\sigma_M > \sigma_{pl}$
	КПД, мощность: влияние Re должно быть рассмотрено во всем гарантийном диапазоне (2.3.1.4.1). При $R_{eM} < R_{eP}$ должны применяться поправки к КПД и мощности в соответствии с 3.8.2.4.
	Расход, удельная гидравлическая энергия: предполагается отсутствие влияния Re и Fr
Кавитационные испытания	Должны быть учтены влияние Fr, Re и качества воды (2.3.1.6). Если $Fr_M \neq Fr_p$, должны быть соблюдены $\sigma_M = \sigma_{pl}$ (2.3.1.5) см. примечание
Разгонные испытания	Предполагается отсутствие влияния Fr, Re. Влияние кавитации учитывается
Четырехквадрантная характеристика и дополнительные испытания	Предполагается отсутствие влияния Fr, Re. Влияние кавитации должно быть проверено в некотором диапазоне изменения эксплуатационных параметров
Активные турбины	
Эксплуатационное испытание	Для эксплуатационных испытаний рекомендуется соблюдение подобия по Фруду (2.3.1.5.2)
	КПД, мощность: влияния Fr, We и Re рассматривает 3.8.2.4 и приложение K
	Расход, удельная гидравлическая энергия. Предполагается отсутствие влияния Fr, We и Re
Кавитационные испытания	Обычно не проводятся
Разгонные испытания	Рекомендуется соблюдение подобия по Фруду
Дополнительные испытания	Предполагается отсутствие влияния Fr, We и Re и кавитации

Примечание – Предполагается, что есть минимальный предел для σ, ниже которого влияние числа Рейнольдса на производительность вследствие доминирования влияния двухфазового потока не рассматривается (3.8.2.4.2).

2.3.1.4 Подобие по Рейнольдсу

2.3.1.4.1 Реактивные машины

Потери на трение при условии гидравлически плавного обтекания зависят преимущественно от числа Рейнольдса. Поскольку отношение числа Рейнольдса модели к контрольному диаметру машины (или к характерной длине компонента) обычно меньше, чем для опытного образца натурной машины, то отношение потерь на трение к полным потерям для модели больше, чем соответствующее соотношение для опытного образца натурной машины. Поэтому в большинстве случаев КПД модели оказывается несколько ниже, чем КПД опытного образца натурной машины.

В пределах диапазона гарантий, где важную роль играет отношение потерь трения к общим потерям, значения КПД модели и коэффициента или фактора мощности должны корректироваться, если они получены для значений числа Рейнольдса, отличающихся от величины, имевшей место во время испытаний (например, для данных, полученных пересчетом с модели на натуру, как показано в 3.8). Не принимают во внимание влияние числа Рейнольдса в следующих случаях:

- в диапазоне гарантированных значений КПД, если влияние кавитации вызывает падение КПД более чем на 0,5 % (3.8.2.4.2);

- за пределами диапазона гарантии, т.е. при эксплуатации в экстремальных нерасчетных условиях, когда отношение потерь трения к общим потерям становится очень малым. Это относится к следующим ситуациям:

- разгон машины;

- остановка насоса;

- четырехквадрантная эксплуатация насос-турбины (за исключением работы в пределах гарантированного рабочего диапазона).

2.3.1.4.2 Активные турбины

Влияние числа Рейнольдса на гидравлический КПД принимается во внимание в соответствии с приложением К и 3.8.2.4.

2.3.1.5 Подобие по Фруду и кавитационные испытания

Подобие по Фруду должно учитываться во время модельных испытаний, проводимых в следующих условиях:

- двухфазный поток (большие зоны кавитации на лопастях рабочего колеса, вихри в отсасывающей трубе или в водоотводе ковшовой турбины);

- безнапорный поток (водозабор насоса с возникновением поверхностных вихрей).

Влияние числа Фруда особенно важно для активных турбин и низконапорных реактивных турбин вследствие возникновения вихря в отсасывающей трубе турбины. Для кавитационных испытаний подтверждение подобия по Фруду необходимо учитывать при сравнимости расстояния от верхней до нижней кромки лопасти полноразмерного рабочего колеса с напором турбины/насоса. Это возможно для горизонтальных осевых машин большого диаметра, работающих при низком напоре.

2.3.1.5.1 Кавитационные испытания реактивных машин

a) Высота отсасывания (контрольный уровень) $z_c\Delta$

Высота отсасывания (всасывания для насоса) z_c выбирается в зависимости от места возникновения кавитации. Контрольный уровень кавитации z_c (3.2) не совпадает с контрольным уровнем z_r машины, потому что место с максимальной кавитацией не обязательно расположено на уровне z_r. Геометрическое соотношение между z_r, которое определяет настройки системы регулирования машины и z_c показано на рисунке 21, и соотношение соответствующих σ-значений определяется следующей формулой, которая применяется и к модели, так и к опытному образцу натурной машины.

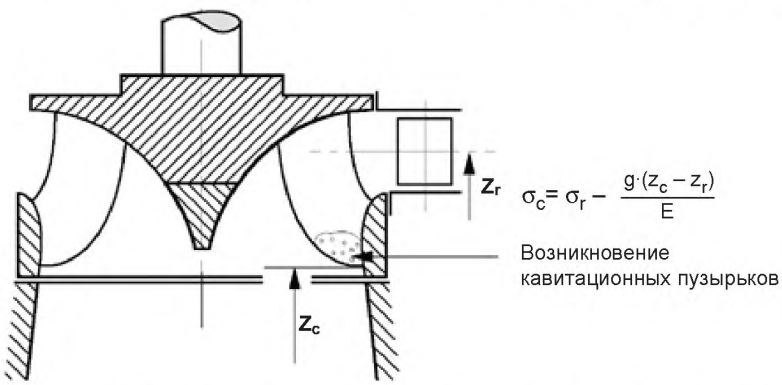


Рисунок 21 –Соотношение между уровнем z_r радиально-осевой турбины и контрольным уровнем кавитации (высотой отсасывания) z_c

b) Кавитационные испытания с применением критерия подобия Фруда

Если договор не определяет иного, кавитационные испытания проводятся на крупной модели с осью вращения, направленной как у натурной машины (горизонтально или вертикально) и с удельной гидравлической энергией (напором), выбранным с учетом подобия Фруда. Для любых соответствующих уровней модели и натурной машины, если контрольный уровень кавитации z_c соответствует показанному на рисунках 21 и 22, число Тома или коэффициент кавитации совпадают.

c) Кавитационные испытания без полного подобия по Фруду

Если размеры опытного образца натурной машины несравнимы с напором натурной турбины/насоса, для достижения подобной кавитационной картины на модели и в опытном образце достаточно использовать σ_{pl}. При этом на модели и опытном образце должны использоваться подобные контрольные уровни кавитации (значения высоты отсасывания) z_c (см. рисунки 21 и 22). Критерий подобия по Фруду не применяется, если это требует использования чрезмерно больших моделей и/или малой удельной гидравлической энергии (напора) по сравнению с минимальными значениями (2.3.2.2).

Во всех случаях, когда подобие по Фруду не соблюдается, равенство числа Тома σ не может быть достигнуто одновременно для всех подобных выпуклостей модели и опытного образца. Рекомендуется выбирать и согласовывать до испытаний подобные контрольные уровни z_{cP} и z_{cM} в опытном образце и модели, для которых соблюдается равенство чисел Тома $\sigma_{cP} = \sigma_{cM}$ (см. рисунок 22).

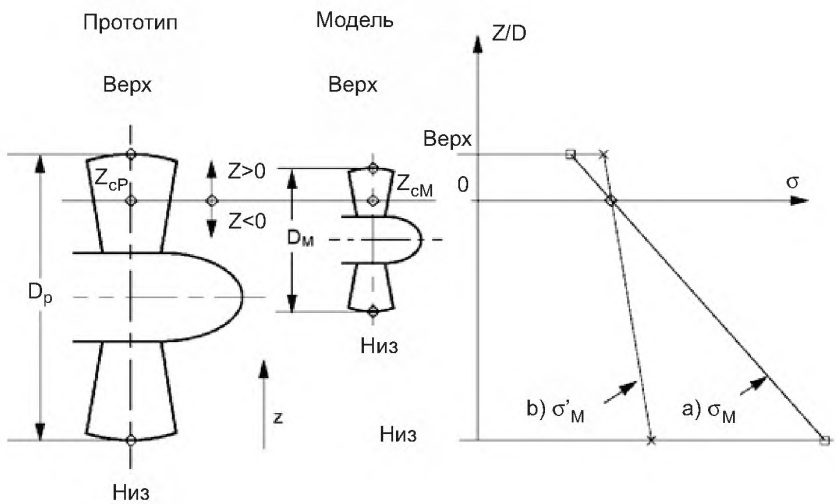


Рисунок 22 – Зависимость σ-значений на уровне z для модели и опытного образца натурной машины

Если:

a) подобие по Фруду соблюдается $F_{rM} = F_{rP}$, тогда $\sigma_M = \sigma_P$;

b) подобие по Фруду не соблюдается $F_{rM} > F_{rP}$, тогда $\sigma'_M \neq \sigma_P$.

Значение σ для модели и опытного образца натурной машины между самой низкой σ_{bottom} и самой высокой σ_{top} точками прямоточных турбин с горизонтальным валом, как показано на рисунке 22, определяется следующим образом

$$\sigma_{bottom} = \sigma_c - \frac{g \cdot (z_{bottom} - z_c)}{E} = \sigma_c - \frac{g \cdot Z_{bottom}}{E}$$

$$\sigma_{top} = \sigma_c - \frac{g \cdot (z_{top} - z_c)}{E} = \sigma_c - \frac{g \cdot Z_{top}}{E}$$

Если критерий подобия Фруда между моделью и опытным образцом соблюдается, т.е. $F_{rM}=F_{rP}$, то на всех гомологичных уровнях соблюдаются соотношения $\frac{g(z-z_c)}{E}$ или $\frac{g \cdot Z}{E}$ и, следовательно, значения σ одинаковы.

Если критерий Фруда между моделью и опытным образцом натурной машины не соблюдается, т.е. $Fr_M \neq Fr_P$, то на всех гомологичных отметках $z \neq z_c$ значения ($\sigma_P - \sigma'_M$)

$$\sigma_P - \sigma'_M = g \cdot \left(\frac{(z - z_c)_M}{E_M} - \frac{(z - z_c)_P}{E_P} \right).$$

При кавитационных испытаниях, когда подобие по Фруду не выполняется, чистая положительное удельная энергия или число Тома должны быть подобраны так, чтобы охватить все условия, оговоренные в договоре (изменение уровня нижнего бьефа), и определить предел безопасности между минимальным значением σ_{pl} и оговоренным в договоре значением σ_d с учетом разницы (σ_P–σ_M), как показано на рисунке 22.

Во всех случаях может использоваться более чем один контрольный уровень кавитации. Например, для большой горизонтальной прямоточной турбины с горизонтальным валом рабочие характеристики можно получать при натурном (эксплуатационном) числе Тома для высотной отметки, расположенной на 0,2D ниже верхней точки рабочего колеса, в верхней точке рабочего колеса или в верхней точке корпуса рабочего колеса. В договоре должен быть оговорен конкретный способ выполнения работ и последующей интерпретации результатов.

c) Кавитационные испытания насос-турбин

Насос-турбины в турбинном и насосном режимах имеют одно и то же число Тома или один и тот же коэффициент кавитации.

2.3.1.5.2 Эксплуатационные испытания активных турбин

На КПД активных турбин ковшового типа число Фруда оказывает большое влияние вследствие наличия в кожухе турбины двухфазного потока. Поэтому при проведении модельных испытаний активных турбин удельную гидравлическую энергию (напор), рекомендуется выбирать так, чтобы подобие по Фруду соблюдалось.

2.3.1.6 Прочие критерии подобия

2.3.1.6.1 Число Вебера

В данном стандарте, за исключением приложения К, влияние числа Вебера не рассматривается, однако нужно упомянуть, что число Вебера играет важную роль для описания динамики двухфазного потока в кожухе активных турбин, так как от числа Вебера зависит степень атомизации капель, влияющая на величину вихревых потерь и/или возмущения в потоке жидкости. Для модельных испытаний активных турбин обычно невозможно соблюдать подобие по Фруду и Веберу одновременно. Подобие по Фруду сохраняется в большинстве случаев, потому что эффекты, зависящие от числа Фруда, превалируют над эффектами подобия по Веберу.

Примечание – Если удельная гидравлическая энергия E_M при испытаниях больше, чем это требуется по критерию Фруда, тогда $(z - z_c)_M/E_M<(z - z_c)_P/E_P$, и, следовательно, $\sigma'_M>\sigma_P$ для всех уровней выше контрольного уровня кавитации (на модели обеспечиваются более благоприятные кавитационные условия, чем на опытном образце). Для всех уровней ниже отобранного контрольного уровня кавитации наблюдается обратная картина.

2.3.1.6.2 Влияние кавитационных ядер на картину кавитации и энергетические характеристики

Согласно [1] и [3] оцениваемое невооруженным глазом появление кавитационных пузырьков и получаемые кавитационные характеристики в значительной степени зависят от количества в воде кавитационных ядер (невидимых пузырьков воздуха или газа с радиусом менее 50 мкм). В настоящее время не представляется возможным установить минимальное количество ядер и содержание растворенного в воде газа, пока не определено влияние таких параметров машины, как ее тип, удельная гидравлическая энергия и т.д.

Определение количества ядер описывается в 2.5.3.2. Появление кавитации и возможность наблюдения за ней зависят от вида кавитации, который связан с типом гидромашины. При кавитационных испытаниях (определение σ) рабочих колес радиально-осевых турбин средней или большой быстроходности, в которых кавитация возникает обычно на выходе рабочего колеса, важно, чтобы в воде содержалось достаточное количество ядер, рост которых можно было бы активировать в зонах, где давление становится равным давлению парообразования. Испытания опытного образца натурной машины показывают, что количество ядер во всех зонах рабочего колеса, в которых давление парообразования превалирует, достаточно для возникновения кавитации. Однако в испытательных установках с замкнутым водооборотом количество и размер ядер в ходе испытаний уменьшаются вследствие деаэрации воды. При определенных значениях σ (например, при σ реальной станции) количество ядер становится недостаточным для активации их роста в зоне низкого давления, что уменьшает размер видимой кавитации.

При кавитационных испытаниях качество воды опытного образца натурной машины и модели одинаковы, если количество ядер в модели способно поддерживать процесс кавитации во всех зонах, где местное давление равно или меньше давления парообразования. Это означает, что протяженность

зон с видимой кавитацией и вызванное этим падение эффективности (КПД) не зависят от условий проведения испытаний. Это может быть проверено путем изменения количества ядер, вводимых перед рабочим колесом или при увеличении удельной гидравлической энергии, которые нарушают подобие по Фруду.

2.3.2 Условия испытаний

2.3.2.1 Определение условий испытаний

Условия, выбираемые для различных видов испытаний, зависят:

- от мощности испытательной установки и ее контрольно-измерительной аппаратуры;
- от размера и механической конструкции модели машины;
- от гарантированного и/или заданного рабочего диапазона.

Для проведения эксплуатационных и кавитационных испытаний должна использоваться одна и та же модель. Если для опытного образца натурной машины даны гарантии или заданы определенные характеристики, то требуемые параметры испытания модели могут быть определены из условий гидравлического подобия в соответствии с 2.3.1.2 b), применяя формулу, представленную в 3.8.5.2. Необходимо, чтобы выполнялись следующие условия:

- минимальные допустимые значения параметров из таблицы 4 не должны быть превышены;
- должны быть проверены механические ограничения в проекте модели;
- ограничения, вытекающие из конструкции и правил эксплуатации испытательного стенда и измерительной аппаратуры должны выполняться.

Модели, используемые для сравнительных испытаний, должны быть одного и того же размера и должны испытываться при примерно равных значениях числа Рейнольдса (2.1.3.2). При эксплуатационных испытаниях для получения более высоких значений числа Рейнольдса (для активных турбин – числа Фруда) и уменьшения относительной погрешности измерений рекомендуется выбирать удельную гидравлическую энергию несколько больше минимального значения, которая ближе к соответствующему значению для опытного образца натурной машины. Нет необходимости выдвигать требование относительно того, чтобы кавитационные испытания модели проводились с удельной гидравлической энергией, равной опытному образцу натурной машины. Нежелательно испытывать модель с очень низкими значениями удельной гидравлической энергии, что объясняется снижением точности измерений и вероятностью деаэрации в зоне низкого давления. Исходя из вышеизложенного, для каждого типа испытаний должен быть задан диапазон абсолютных значений следующих параметров модели:

- скорость или удельная гидравлическая энергия (напор);
- расход;
- мощность и/или крутящий момент;
- чистая положительная удельная энергия (для реактивных машин).

2.3.2.2 Минимальный размер модели и условия испытаний

В дополнение к требованиям по геометрическому подобию и шероховатости поверхности модели и опытного образца натурной машины, как сказано в 2.1.3.4 и 2.2, нужно обеспечить гидравлическое подобие модели и опытного образца, для чего необходимо определить минимальные значения размеров модели, числа Рейнольдса и удельной гидравлической энергии, как указано в таблице 4. Это необходимо для того, чтобы:

- обеспечивалась требуемая точность измерений в процессе изготовления машины;
- результаты испытаний были достаточно точными даже при недопустимых отклонениях от условий испытаний (например, выделения воздуха или газа во время кавитационных испытаний);
- уменьшить влияние масштабного эффекта между моделью и опытным образцом натурной машины путем проведения испытаний при соответствующих числах Рейнольдса и Фруда.

Минимальные значения различных параметров не зависят друг от друга, и все они должны быть соблюдены. Модели иметь максимально возможный размер, но не меньший, чем задано (табличных) значений.

Таблица 4 – Минимальные значения размеров модели и параметров испытаний

Параметр	Тип машин			
	Радиально-осевая	Диагональная	Осевая (поворотно-лопастная, капсульная)	Активная (ковшовая)
Число Рейнольдса Re	$4 \cdot 10^6$			$2 \cdot 10^6$
Удельная гидравлическая энергия (на ступень) E, Дж/кг, см. примечание 1	100	50	30 см. примечание 2	500
Контрольный диаметр D, м	0,25 см. примечание 3	0,30	0,30	–
Ширина ковша B, м	–			0,08

Примечания:

1 По критерию подобия Фруда удельная гидравлическая энергия для кавитационных испытаний может выбираться таким образом, чтобы число Re было меньше заданного значения.

2 E_{min}=20 Дж/кг при D≥ 0,4 м.

3 Для насосов и насос-турбин с низкой быстроходностью и наружным диаметром не менее 0,5 м контрольный диаметр может иметь размер в диапазоне 0,20 м ≤D≤ 0,25 м.

2.3.2.3 Стабильность условий испытаний

Колебаний измеряемых величин избежать невозможно. Они могут иметь периодический или случайный характер с большим разбросом по частоте, могут порождаться компонентами испытательного стенда (бустерным насосом, дроссельными устройствами, системой управления малым давлением и т.д.) и модельной машиной (жгутом в отсасывающей трубе, срывом потока и т.д.). Во время испытаний модели важно, чтобы во всех точках обеспечивались устойчивые воспроизводимые условия работы, особенно в пределах действия гарантий опытного образца натурной машины.

2.3.2.3.1 Стабильность и колебания параметров во время измерений

Стабильность испытательного стенда должна быть такой, чтобы повторные измерения одной и той же рабочей точки не выходили из согласованного диапазона погрешности измерения различных величин (например, в пределах ± 0,3 % для КПД в зоне, близкой к оптимуму). Влияние колебаний расхода, удельной гидравлической энергии, скорости и чистой положительной удельной энергии не должно выходить за пределы заданного диапазона погрешности (например, ± 0,3 %). Колебания обычно вносят систематическую погрешность, поэтому они должны быть исключены.

Колебания показаний в рабочей точке следует проверять с помощью стандартного отклонения измеренной величины или определенной произвольной погрешности, если испытательный стенд укомплектован соответствующей системой регистрации показаний измерительных приборов. Если колебания параметров существенно влияют на результаты, нужно применить линейное гидравлическое демпфирование (3.3.3.4) и фильтрацию электрических сигналов (3.1.4.3.2), настройку условий испытаний или иные средства исключения колебательного процесса, не искажающие наблюдаемый процесс.

2.3.2.3.2 Регулировка рабочей точки

Если рабочие точки, в которых проводятся измерения, оговорены в договоре в виде безразмерных параметров (фактор скорости, коэффициент расхода, число Тома и др.), то отклонения измеренных безразмерных параметров от заданных значений не должны превышать ± 0,5 % для скорости, расхода или коэффициента мощности и ± 3 % для коэффициента кавитации или числа Тома.

2.3.3 Порядок проведения испытаний

2.3.3.1 Организация испытаний

При планировании испытаний модели заинтересованные стороны должны согласовать подготовку, организацию и процедуру проведение испытаний.

2.3.3.1.1 Технические условия (ТУ) на испытания модели

ТУ на испытания модели представляют собой основу для планирования и подготовки приемочных модельных испытаний, и служат для разработки подробной технической программы испытаний (2.3.3.3.2). ТУ на модельные испытания являются частью общих технических и/или коммерческих ТУ для всего проекта (например, поставка и изготовление турбины или замена рабочего колеса), которые выдаются заказчиком или его инженером.

ТУ на модельные испытания должны определять:

- цель, объем и длительность модельных испытаний;

- ссылку на гарантируемые и заданные характеристики работы станции;
- ссылку на стандарты испытаний;
- масштаб и/или размер модели;
- место, где изготавливают модель (и) или соответствующие компоненты;
- место, где испытывают модель (и);
- вид документирования результатов (отчеты об испытаниях);
- календарный график с указанием сроков начала и окончания модельных испытаний.

2.3.3.1.2 Календарный график

В согласованном календарном графике должны быть указаны работы и сроки и/или продолжительность их выполнения:

- передача чертежей модели (в частности, чертежей, на которых представлена конструкция и основные размеры модели со стороны высокого и низкого давления на участках сопряжения с испытательным стендом);
- представление описания испытательного стенда (включая способы калибровки, расчета и представления результатов, предполагаемых погрешностей измерений);
- калибровка контрольно-измерительных приборов;
- проверка геометрии модели;
- разработка программы предварительных и приемочных испытаний (или испытаний в присутствии наблюдателей), а также последовательность испытаний моделей в случае проведения сравнительных модельных испытаний;
- представление отчетов об испытаниях.

Изготовитель должен иметь достаточное время на изготовление модели, проведение необходимых проверок размеров и выполнения собственных предварительных стендовых испытаний в лаборатории или где-либо еще. В случае обнаружения дефектов испытательного оборудования или дефектов модели машины в процессе предварительных или приемочных испытаний необходимо согласовать внесение изменений в календарный график и/или программу испытаний.

2.3.3.1.3 Персонал и ответственность

Назначение ответственных представителей заказчика и/или его инженера, поставщика и независимой лаборатории (если используется) должны быть сделаны до начала испытаний. Их ответственность и полномочия должны позволять быстро решать любые проблемы, возникающие во время подготовки и проведения испытаний.

Для проверки соответствия настоящему стандарту и другим соглашениям заказчик и поставщик вправе направить своих представителей для участия во всех испытаниях, которые должны проводиться по договору, проверке размеров модели и опытного образца натурной машины. Для проведения испытаний в соответствии с 2.3.3.3.1 должен быть назначен руководитель испытаний. Руководителем испытаний назначается эксперт из числа технического персонала лаборатории, в которой испытывается модель, или (по отдельной договоренности сторон) – независимый эксперт. Руководитель испытаний принимает на себя полную ответственность за правильность калибровки контрольно-измерительных приборов, выполнение программы испытаний и обработку результатов, включая определение погрешностей измерений и документальное оформление результатов в итоговом отчете. Руководитель испытаний принимает к рассмотрению любые замечания или предложения, вносимые тем или иным официальным представителем сторон, участвующим в испытаниях.

Если модельные испытания проводятся в независимой или сторонней лаборатории, поставщик может присутствовать при всех операциях по испытанию его модели, включая ее установку и любые подготовительные операции. Испытания должны проводиться персоналом, имеющим опыт работы с испытательным оборудованием.

2.3.3.1.4 Разработка модели и подготовка испытательной установки

В ТУ на модельные испытания (2.3.3.1.1) должны быть предусмотрены все условия проектирования и изготовления модели машины, такие как:

- длина элементов проточной части, со стороны высокого и низкого давления;
- расположение сечений измерения давления;
- число и расположение наблюдательных окон;
- меры по замене и/или настройке компонентов модели;
- меры, предусматриваемые для проведения специальных испытаний (видеозапись явлений кавитации, пульсации давления, крутящего момента на лопатках НА, осевого или радиального гидравлического усилия, поля скоростей и т.д.);

- условия проведения всех предусмотренных типов испытаний;

- диапазон регулирования для геометрических параметров (например, максимальное открытие НА и т.д.).

Должны быть приведены данные, определяющие объем и условия испытаний, изготовление и подготовку модели в соответствии с современным уровнем техники. На их основе выбирается испытательное оборудование и проверяется расположение модели на испытательном стенде, модифицируется компоновка компонентов испытательного стенда. Рекомендуется заблаговременно (на стадии проектирования модели) согласовать узлы (части) входа и выхода потока, а также окончательное расположение сечений и число точек замера давления.

2.3.3.1.5 Контрольно-измерительные приборы и обработка результатов испытаний

Лицо, ответственное за выбор лаборатории, или руководитель испытаний должно предоставить заказчику или его инженеру техническое описание стандартных контрольно-измерительных приборов, устанавливаемых на испытательном стенде, способы измерения и калибровки, обработки результатов испытаний и документального оформления результатов.

Если в лаборатории имеется два или более контрольно-измерительных приборов, постоянно установленных для измерения одного из параметров, для измерений в процессе испытаний и последующей обработки результатов должен быть выбран один из них, а другой должен использоваться для сравнения результатов и функциональной проверки.

Если обработка результатов испытаний проводится в несколько этапов с использованием более чем одной компьютерной системы, порядок обработки величин должен быть определен в деталях. Необходимо согласовать, какие величины будут обрабатываться во время замеров (он-лайн) и представляться сразу же в виде регистрационных записей и/или диаграмм, а какие результаты испытаний должны обрабатываться и документироваться позже.

2.3.3.1.6 Контроль габаритов

Необходимо указать те компоненты, которые должны проверяться до, во время или после приемочных испытаний. Методы, используемые для проведения габаритного контроля, и соответствующий объем и число контролируемых параметров (2.2) должны быть заблаговременно согласованы, заранее должны быть подготовлены соответствующие документы и измерительная аппаратура. При согласии сторон приемочные испытания могут ограничиваться выборочной проверкой контролируемых параметров или режимов работы.

2.3.3.2 Проверка и калибровка

Перед началом предварительных и/или приемочных испытаний модели, испытательный стенд, контрольно-измерительные приборы и система снятия и обработки данных должны быть проинспектированы представителями сторон и руководителем испытаний, чтобы убедиться в отсутствии механических, конструкционных или иных дефектов модели или испытательного оборудования, влияющими на достоверность результаты испытаний.

Все измерительные приборы должны быть калиброваны сравниванием их показаний с данными первичных методов измерения (как это разъяснено в 3.2 – 3.7) перед испытаниями, а также после завершения испытаний, если того пожелает одна из сторон. Если в процессе испытаний возникают серьезные проблемы со стандартной измерительной аппаратурой (дефект контрольно-измерительного прибора или измерительной цепи, систематическое значительное отклонение измеряемого параметра от нуля или базовых значений) необходимо провести калибровку приборов повторно.

Используемые методы, объем калибровки (выборочная или полная калибровка) и порядок их проведения должны быть согласованы сторонами до начала предварительных или приемочных испытаний. По взаимному согласию сторон можно не проводить дополнительную калибровку приборов, на которые имеются заверенные начальником лаборатории или руководителем испытаний сертификаты соответствия последней выполненной калибровки.

2.3.3.2.1 Проверка модели машины

Необходимо проверить и/или документировать:

- обозначение компонентов модели на основе соответствующих чертежей модели (особенно если планируется заменять или модифицировать определенные компоненты во время испытаний);

- геометрические размеры, перечисленные в 2.2;

- характерные параметры, используемые при обработке результатов испытаний (например, места расположения измерительных сечений со стороны высокого и низкого давления);

- зазоры уплотнений и/или периферийные зазоры лопастей;

- индивидуальные и средние значения углов открытия НА или игл, открытия лопастей рабочего колеса;
- качество поверхности различных компонентов, включения и местные дефекты;
- сопряжение компонентов в местах соединений;
- согласование с контрольными размерами модели, указанными на чертежах.

Если в процессе (2.3.3.4) или в конце испытаний, проводимых в присутствии представителей заинтересованных сторон, были замечены механические повреждения или дефекты, испытания должны быть повторены. Подобные испытания являются частью официальных приемочных испытаний.

2.3.3.2.2 Проверка испытательного стенда

Должны быть выполнены следующие проверки:

- отсутствия протечек воды между моделью и сечением, в котором измеряется расход;
- отсутствия протечек в системе измерения давления (включая пьезометрические трубки) на стороне низкого давления и отсутствие подсоса воздуха в напорный контур при понижении давления ниже давления окружающей среды;
- ламинарности потока перед входным и после выходного сечения модели вблизи сечений измерения расхода. В элементах проточной части не должно быть помех, а смачиваемые водой поверхности должны иметь малую шероховатость;
- правильности работы бустерных насосов и регулирующих механизмов (клапанов подачи воды, сжатого воздуха и т.д.);
- постоянства качества и температуры воды (2.1.2.3).

При необходимости некоторые проверки могут быть повторены в конце приемочных испытаний в присутствии всех заинтересованных сторон.

2.3.3.2.3 Калибровка контрольно-измерительных приборов и проверка системы записи данных

Заинтересованные стороны должны согласовать:

- условия тарировки или выборочной проверки контрольно-измерительных приборов;
- калибровку или выборочную проверку контрольно-измерительных приборов до и после приемочных испытаний;
- условия повторной калибровки контрольно-измерительного прибора во время или после приемочных испытаний;
- диапазон калибровки и число точек калибровки или контроля для различных контрольно-измерительных приборов;
- основные данные и порядок оценки систематической погрешности, имеющей отношение к данной калибровке и к каждой измеряемой величине.

До и после приемочных испытаний должны быть выполнены:

- проверка используемых контрольно-измерительных приборов и/или оснастки;
- проверка дрейфа нуля, т.е. проверка эффекта смещения считываемых показаний в определенных условиях для различных контрольно-измерительных приборов;
- проверка системы снятия данных путем повторных измерений в заданных эксплуатационных условиях. Расчеты по выполненным вручную замерам должны продемонстрировать надлежащее функционирование аппаратуры (обычно автоматической) записи, передачи и обработки результатов испытаний;
- измерение механического трения в подшипниках и уплотнениях вала и внесение, если необходимо, дополнительных поправок;
- дрейф нуля обычно проверяют во время предварительных и приемочных испытаний. Остальные проверки и калибровки повторяются при необходимости в конце приемочных испытании в присутствии всех заинтересованных сторон.

Если расхождения между двумя поверками или калибровками менее систематической погрешности, определенной в начале испытаний, результаты испытаний считают достоверными. Если расхождение между двумя калибровками или поверками в некоторых точках оказалось более систематической погрешности, испытание должно быть аннулировано и повторено. Для признания результатов калибровки следует поддерживать внешние параметры (температура окружающей среды, влажность, напряжение питания, электромагнитное поле и т.д.) во время калибровки и испытаний (3.9.2.1.2) в пределах допустимого диапазона.

Любая из заинтересованных сторон может потребовать повторной калибровки любого средства измерений в процессе испытаний, если она может представить для этого обоснованные доводы.

2.3.3.3 Проведение испытаний

2.3.3.3.1 Типы испытаний

Для успешного и эффективного проведения приемочных испытаний необходимо провести основательную подготовку к ним с помощью наладочных подготовительных испытаний. В зависимости от результатов предварительных и приемочных испытаний иногда возникает необходимость в проведении дополнительных испытаний.

Настоящий стандарт определяет следующие типы испытаний.

a) Подготовительные испытания

Часто эти испытания не уточняются в деталях, однако они обеспечивают качество последующих испытаний. Они включают:

- проверки и испытания для определения отсутствия механических дефектов изготовления модели и кавитационного образца, испытательного стенда и измерительной аппаратуры;

- проверку функционирования измерительной аппаратуры и системы сбора и накопления данных. Один из способов – систематическое изменение скорости (изменение E) при постоянном σ и изменение NPSE (изменение σ) при постоянном E хотя бы для одной рабочей точки.

Результаты этих испытаний обычно используются для внутреннего пользования поставщика или испытательной лаборатории.

Примечание – По взаимной договоренности поставщику может быть выделено дополнительное время на окончательный отбор компонентов или иных уточнений испытаний, однако они не включены в рамки данного стандарта.

b) Предварительные испытания

Эти испытания определяются ТУ (2.3.3.1.1) или технической программой (2.3.3.3.2) и зависят от способа использования результатов. Стороны должны до начала испытаний согласовать:

- способ использования результатов. Если результаты используются только для информации, и не влияют на стоимость контракта, то предварительные испытания для согласованных пунктов определяют только общее поведение или некоторые предельные значения параметров модели;

- если результаты будут использоваться в качестве официальных данных, и влияют на стоимость контракта, эти результаты являются частью официальных результатов испытаний, которые будут проверены во время приемочных испытаний. Например, результаты могут использоваться для оценки повышения КПД, как показано в 3.8.2.4, и оценки систематической и случайной погрешностей, как показано в 3.9.2. Эти данные должны быть подтверждены во время приемочных испытаний.

c) Приемочные испытания (или испытания в присутствии наблюдателей)

При этих испытаниях определяют или проверяют все параметры модели, которые определены ТУ (2.3.3.1.1) или технической программой (2.3.3.3.2) как данные для сравнения с гарантируемыми или иными оговоренными договором данными. Использование результатов: все результаты имеют контрактное значение и должны быть в сводном виде представлены в итоговом отчете об испытаниях (2.3.3.5).

d) Дополнительные испытания

Эти испытания дополняют результаты предварительных и приемочных испытаний и могут включать испытания для получения дополнительных данных. Подобные испытания могут проводиться (могут не проводиться) в присутствии наблюдателей.

Результаты должны быть представлены в сводном итоговом отчете об испытаниях (2.3.3.5). Однако их контрактное значение должно быть согласовано.

2.3.3.3.2 Техническая программа

Техническая программа, имеющая отношение к техническим условиям (2.3.3.1.1) и соответствующим контрактным гарантиям и характеристикам, должна определяться и согласовываться сторонами заранее. Программа испытаний определяет цель и объем различных испытаний, проводимых на стадии предварительных и/или приемочных испытаний, если иное не оговорено в договоре. Для обеспечения достаточной результативности испытаний и их документального оформления, для каждого типа испытаний (основные гидравлические эксплуатационные испытания, кавитационные испытания, испытания крутящего момента на направляющих аппаратах и т.д.) должны быть заданы:

- диапазоны изменяемых гидравлических параметров и их соответствующие приращения для определения числа и распределения испытательных точек (режимов);

- постоянные условия испытаний, например, испытательная скорость (или удельная гидравлическая энергия) и число Тома (испытания при σ_{pl} или более высоких значениях σ);

- число и тип снимаемых замеров/результатов испытаний и метод их регистрации;

- определения, формулы и процедуры (3.8.1 и рисунок 62), используемые для расчета;
- результатов испытаний модели и/или опытного образца натурной машины;
- руководящие принципы для графического представления результатов испытаний.

При проведении приемочных испытаний, техническая программа может быть дополнена:

- объемом и последовательностью проверок, калибровок и испытаний, проводимых в присутствии наблюдателей;
- регистрацией и/или графическим представлением результатов испытаний, подписываемых сторонами, участвующими в испытаниях;
- числом измеряемых точек для простого расчета и расчета систематических, случайных и суммарных погрешностей;
- подготовкой ежедневного журнала и итогового протокола (2.3.3.5).

2.3.3.3.3 Данные, используемые для вычислительной обработки результатов

Перед началом предварительных и/или приемочных испытаний должны быть проверены и согласованы данные и формулы, используемые для вычислительной обработки результатов модели и опытного образца натурной машины:

- расположение измерительных сечений со стороны высокого и низкого давления;
- геометрические и гидравлические контрольные параметры и характеристики модели и опытного образца натурной машины;
- физические константы и свойства для модели и опытного образца натурной машины;
- момент трения модели (если автоматически не компенсируется);
- данные калибровки для всех соответствующих контрольно-измерительных приборов;
- протечки через лабиринтные уплотнения, если они принимаются в расчет (2.1.3.4.3);
- методика пересчета КПД.

На примере простого расчета необходимо продемонстрировать правильное использование этих данных и разъяснить порядок расчета.

2.3.3.3.4 Подписание и передача записей испытаний

Полные записи измерений и соответствующие данные в нулевых или контрольных условиях, а также примечания о проверках и калибровках, снятии показаний и проведении наблюдений во время приемочных и/или предварительных испытаний должны быть согласованы и подписаны непосредственно после завершения каждой фазы испытаний присутствующими представителями сторон и руководителем испытаний, и должны храниться в полном комплекте у каждой из сторон.

2.3.3.3.5 Эксплуатационные испытания

Сначала рекомендуется определить оптимальное значение КПД η_{hoptM} (для насос-турбины в обоих режимах работы) в безкавитационных условиях как основу для расчета δ_{ref} (3.8.2.2) и поправки КПД η_{hoptM}.

В диапазоне гарантий эксплуатационные испытания должны проводиться при постоянной скорости или при постоянном напоре. Для удобства обработки результатов испытаний (3.8) их предпочтительно проводить при постоянной скорости и температуре воды (если это возможно) таким образом, чтобы результирующее число Рейнольдса было примерно постоянным. Если по ограничения модели и/или испытательной установки не позволяют поддерживать постоянные условия испытаний, то обработка результатов подобных испытаний проводится в соответствии с 3.8.2.2. В том же пункте приведены некоторые варианты графического представления результатов испытаний для различных типов машин (см. рисунки 55 – 61).

а) Реактивные машины: влияние кавитации

Эксплуатационные испытания могут проводиться при одном из двух следующих условий:

- при числе Тома натурной турбины (в условиях эксплуатации) $\sigma_M = \sigma_{pl}$;
- при отсутствии кавитации, при $\sigma_M > \sigma_{pl}$.

В первом случае (особенно для машин с высокой быстроходностью) кавитация, влияющая на величину КПД, может возникнуть в диапазоне гарантированного КПД. Ее возникновение можно оценить по значениям σ в зоне влияния кавитации, как показано в 2.3.3.3.6.

Во втором случае число Тома σ_M достаточно велико, чтобы исключить любую кавитацию. При этом необходимо оценить возможное влияние кавитации на эксплуатационные характеристики в условиях эксплуатации по значениям σ в зоне влияния кавитации, как показано в 2.3.3.3.6. Если испытания обнаруживают влияния кавитации в диапазоне гарантий, то для измеренной при $\sigma_M > \sigma_{pl}$. рабочей характеристики (для кривой КПД) необходимо ввести поправочный коэффициент, способ определения которого приведен в 3.8.2.3.7 и на рисунке 70.

b) Активные турбины: влияние уровня нижнего бьефа

Для активных турбин рекомендуется определить отметку нижнего бьефа, которая оказывает влияние на характеристики. Эта проверка проводится в рабочих точках при полной нагрузке путем изменения уровня нижнего бьефа.

2.3.3.3.6 Кавитационные испытания реактивных машин

Кавитационные испытания, т.е. систематическое изменение числа Тома σ с одновременной регистрацией кавитационного процесса, проводятся в выбранных рабочих точках. Результаты испытаний представляются в виде, приведенном на рисунках 71 и 72. При конкретных значениях σ (например, при σ_{pl}) можно показать влияние кавитации на характеристики (КПД, расход или удельную гидравлическую энергию, мощность). Это единственный способ проверки запаса значений σ в эксплуатационных (станционных) условиях и σ_d – значением, при котором производительность изменяется или начинает подвергаться влиянию кавитации (см. рисунок 70).

При каждом изменении σ важно, чтобы выбранные геометрические параметры модели оставались неизменными. В начале испытаний нужно согласовать какой из параметров – коэффициент энергии (коэффициент скорости), или коэффициент расхода (или фактор расхода) – должен поддерживаться постоянным. Если модель оснащена смотровыми окнами или прозрачными частями, то при конкретных значениях σ, используя стробоскопическое освещение, можно наблюдать картину кавитации на рабочем колесе/импеллере и/или в отсасывающей трубе (где становится видимым вихревой жгут под рабочим колесом радиально-осевой турбины с частичной нагрузкой). За картиной кавитации можно также наблюдать, введя в модель эндоскоп. Обычно картина кавитации регистрируется вручную в виде эскизов, фото- или видеосъемки.

Результаты кавитационных испытаний могут использоваться для выяснения других явлений, связанных с кавитацией, таких как шум, вибрация и пульсация давления. Последствия несоблюдения подобия по Фруду для больших машин с низкой удельной гидравлической энергией описаны в 2.3.1.5.1 c).

Стороны должны согласовать различные контрольные уровни и соответствующие используемые значения σ_{pl} (2.3.1.5.1 и приложение M), а также способ, которым оценивается влияние кавитации на энергетические характеристики при переносе результатов на условия работы опытного образца натурной машины (3.8.2.4.2).

2.3.3.3.7 Разгонные испытания

Метод разгонных испытаний зависит от устройства испытательного стенда, контрольно-измерительных приборов и конструкции модели. Если испытательный стенд оснащен или может быть оснащен двигателем для компенсации момента трения, вызванного подшипниками и уплотнениями, то можно поддерживать $P_{mM}=0$, и, таким образом, определять точки разгонной характеристики. Если такая процедура невозможна, то разгонные условия могут определяться с помощью экстраполяции (в качестве примера см. рисунок 76) или с помощью интерполяции.

В большинстве случаев удельную гидравлическую энергию (напор) уменьшают, чтобы не превышать наибольшую скорость, которую может выдержать модель и/или испытательное оборудование. Как бы то ни было, минимальная разгонная скорость модели не должна быть ниже, чем скорость при эксплуатационных испытаниях. Предполагается, что влияние чисел Рейнольдса и Фруда пренебрежимо мало в близком к разгонной диапазоне скорости.

Разгонные испытания должны проводиться при достаточном изменении геометрических параметров модели машины, чтобы можно было исследовать наименее благоприятную комбинацию параметров и все заданные условия. В случае с многоструйными активными турбинами (ковшовыми турбинами) максимальная устойчивая разгонная скорость должна измеряться с учетом наименее благоприятной комбинации рабочих сопел.

В 3.8.3.1 приведено разъяснение того, как определяют угонные характеристики модели для различных типов машин, а на рисунках 74–76 приводятся некоторые примеры графического представления коэффициента угонной скорости $n_{ED,R}$. Для реактивных машин должно быть проверено влияние кавитации на угонные характеристики модели (3.8.3.2). Сначала должно быть согласовано соответствующее значение σ_{pl}; оно должно быть связано с наименее благоприятными станционными условиями, которые могут быть в режиме разгона (часто при максимальной удельной гидравлической энергии). Имеются два возможных способа проверки влияния кавитации:

a) выполнить разгонные испытания модели при достаточно большом значении числа Тома, затем в выбранных критических рабочих точках проверить влияние кавитации путем изменений σ, т.е. определить кривые $n_{ED,R}(\sigma)$ и $Q_{ED,R}(\sigma)$ для каждой из этих точек;

b) провести разгонные испытания модели при $\sigma_M = \sigma_{pl}$ и при $\sigma_M > \sigma_{pl}$.

2.3.3.3.8 Испытания для проверки дополнительных характеристик

Во время испытаний определяют:

- пульсации давления;
- крутящий момент НА;
- четырехквадрантные характеристики производительности;
- осевое/радиальное гидравлическое усилие и т.д.

Детали дополнительных испытаний описаны в пункте 7.

2.3.3.3.9 Ежедневный журнал и итоговый протокол приемочных испытаний

Ежедневный журнал должен каждый день отражать в сводном виде:

- фамилии лиц, принимающих участие в испытаниях;
- операции, такие как проверки, калибровки, серии испытаний, обсуждения;
- соглашения, решения и нерешенные вопросы, касающиеся результатов испытаний;
- изменения технической программы и/или программы испытаний.

В конце приемочных испытаний должен быть составлен итоговый протокол, содержащий:

- цель приемочных испытаний;
- место и время проведения испытаний;
- фамилии лиц, принимавших участие в них;
- данные замеров модели и/или компонентов модели;
- комментарии и/или заключения, касающиеся:

проверки испытательного стенда, контрольно-измерительных приборов и установки модели;

калибровки приборов;

системы записи данных (пример расчета);

контроля геометрии модели;

- обсуждение результатов и их сравнение с гарантированными и/или заданными характеристиками, полученными при эксплуатационных, кавитационных и разгонных испытаниях;
- заключения о выполнении гарантий и требований заказчика и полноте результатов испытаний по условиям технической программы или технических условий на модельные испытания;
- соглашения по:

дополнительным испытаниям (если проводятся);

документальному оформлению результатов испытаний;

отгрузке или хранению модели.

2.3.3.4 Ошибки и повторение испытаний

2.3.3.4.1 Виды ошибок и их последствия

Во время приемочных испытаний могут наблюдаться такие погрешности модели, испытательного стенда, контрольно-измерительных приборов и систем обработки данных, как:

a) механические дефекты модели:

- неисправности в подшипнике или уплотнениях модели, которые влияют на изменение потерь механического трения. Замененные подшипники и/или уплотнения необходимо подгонять, однако при этом механические потери трения могут измениться;
- могут изменяться рабочие зазоры и/или условия дросселирования в разводке труб для отвода протечек, вызывая изменение энергетических характеристик;
- рассогласование лопаток НА и/или лопастей рабочего колеса, что повлияет на энергетические характеристики и/или явление кавитации;
- механический дефект рабочего колеса/импеллера и/или других компонентов модели.

b) неполадки в испытательном стенде или контрольно-измерительных приборах:

- нетипичные изменения скорости, удельной гидравлической энергии или расхода в результате неисправности системы управления вспомогательным оборудованием испытательного стенда или в результате сбоя в работе его компонентов;
- дополнительные протечки вследствие того, что открыт клапан, или возник дефект в проводниках пьезометров;
- обнаружено чрезмерное различие нулевых показаний контрольно-измерительных приборов до и после серии испытаний.

c) сбои в обработке данных:

- сбой функционирования системы записи/съема данных может приводить к ошибкам в результатах испытаний;

- ошибочные результаты испытаний получены в результате ошибки в контрольных данных и данных калибровки.

Исправление подобных ошибок должно происходить под непосредственным надзором руководителя испытаний и всех заинтересованных сторон. Во время сравнительных испытаний особое внимание должно уделяться обеспечению того, чтобы ни одна из сторон не могла использовать полученные результаты в свою пользу. Проточная часть стенда и модели во время испытаний не могут изменяться.

После исправления ошибок должны быть проведены несколько подготовительных испытаний и/или предварительных испытаний, чтобы удостовериться, что модель функционирует так же, как перед появлением дефекта. Если окажется, что ее производительность изменилась, то по согласованию сторон предыдущие серии испытаний должны быть либо:

- приняты без дополнительных испытаний;
- объявлены недействительными, что потребует проведения ряда дополнительных испытаний.

2.3.3.4.2 Порядок повторения испытаний

Каждая из сторон вправе потребовать прекращения и/или повторения испытаний при условии, что руководитель испытаний сочтет выдвинутые причины обоснованными, например:

- неудовлетворительная степень совпадения результатов калибровки до и после испытаний;
- сбои в работе испытательного стенда, контрольно-измерительных приборов или системы обработки данных;
- механические дефекты модели;
- несоответствие испытаний настоящему стандарту, за исключением случаев, когда иное оговорено заблаговременно.

В подобной ситуации другая сторона (ы) и/или руководитель испытаний может (могут) потребовать повторения испытаний. Предмет повторных испытаний и калибровок, а также ответственность за связанные с этим затраты должны быть заблаговременно согласованы в письменном виде.

Если стороны не достигли соглашения о проведении повторных испытаний или ответственности за дополнительные затраты, разрешение споров осуществляется в арбитражном порядке.

2.3.3.5 Итоговый отчет об испытаниях

После завершения всех испытаний в соответствии с техническими условиями модельных испытаний (2.3.3.1.1) и технической программой испытаний (2.3.3.3.2) в соответствии с правилами, определенными данным стандартом и подписанными руководителем испытаний, должен быть подготовлен итоговый отчет об испытаниях. Стороны должны согласовать необходимость утверждения проекта отчета в целом или только его избранных разделов.

В итоговом отчете в первую очередь должны быть отражены:

1) предмет и назначение испытаний со ссылкой на ТУ проведения модельных испытаний, включая соответствующие гарантии и прочие договорные условия;

2) записи обо всех соглашениях и других существенных документах, касающихся испытаний;

3) персонал, принимавший участие в испытаниях;

4) техническое описание модели машины с чертежами, показывающими, главное сечение модели и схему ее размещения на испытательном стенде;

5) техническое описание испытательного стенда и измерительной аппаратуры, включая способы калибровки и методы обработки данных;

6) расчет результатов модельных испытаний и их перенос на натурную машину и/или ее опытный образец (в том числе с учетом масштабных эффектов, если таковые имеются);

7) данные калибровки и отчеты по проверкам;

8) порядок проведения различных типов испытаний;

9) журнал регистрации операций, имеющих отношение к конкретным испытаниям и их последовательности;

10) записи соответствующих испытаний и протоколы измерений и наблюдений во время испытаний, графическое представление результатов испытаний;

11) расчет погрешности измерений по данным калибровки, измерений и дополнительных наблюдений;

12) интерпретация результатов испытаний, сравнение с гарантиями и другими договорными условиями;

13) заключение о выполнении гарантий и договорных условий, о полноте и соответствии техническим условиям.

2.4 Введение в методы измерений

Ни одна из физических величин не может быть измерена без погрешностей. Результат измерения заслуживает доверия, если оценен его доверительный уровень. Правила анализа и оценки погрешностей приведены в 3.9.

Величины, измеряемые во время испытаний модели для подтверждения гарантий по основным энергетическим характеристикам, требуют высокой точности. Поэтому для оценки соответствия проведенных испытаний настоящему стандарту должны быть выполнены все правила, изложенные в разделе 3 настоящего стандарта. Правила расчета параметров (мощность, КПД см. 2.4.1), которые являются производными от базовых величин (расход, удельная гидравлическая энергия, крутящий момент на валу, скорость вращения). Гидравлические параметры, такие, как NPSE и σ, связанные с влиянием на энергетические характеристики кавитации, определяются на основе тех же физических измерении и, следовательно, с той же точностью, что и вышеупомянутые базовые параметры. Другие параметры определяются, главным образом, для руководства, даже если некоторые из них могут представлять интерес по предмету договора (раздел 4).

2.4.1 Измерения, связанные с гарантиями основных гидравлических характеристик

2.4.1.1 Гидравлический КПД

Назначение модельных приемо-сдаточных испытаний гидравлической машины в соответствии с настоящим стандартом заключается в сравнении полученных гидравлических характеристик, полученных либо прямыми измерениями на модели, либо путем пересчета на характеристики опытного образца натурной машины, с гарантиями, данными поставщиком.

В связи с отсутствием методики пересчета механических потерь модели (потери мощности в направляющих подшипниках, подпятниках и уплотнениях вала) в соответствующие потери опытного образца машины, в расчете следует использовать механическую мощность рабочего колеса/импеллера P_m и гидравлический КПД η_h, а не на механическую мощности машины P и КПД η. Гидравлический КПД η_h определяется по механической мощности P_m, передаваемой через соединение рабочего колеса/импеллера и вала, и гидравлической мощности P_h подводимого потока. Он выражается как

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$$ – для турбины и

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$$ – для насоса.

Необходимо отметить, что в соответствии с этими определениями дисковые потери на трение и потери на протечки (объемные потери) в настоящем стандарте рассматриваются как гидравлические потери, и поэтому поправка на них не вводится.

В основу метода положено измерение расхода Q, удельной гидравлической энергии E, крутящего момента T и частоты вращения n.

Непосредственное определение гидравлического КПД посредством термодинамического метода для приемочных испытаний модели не рекомендуется.

2.4.1.2 Гидравлическая мощность

Определение гидравлической мощности требует знания удельной гидравлической энергии машины и массового расхода через контрольное сечение на стороне высокого давления модели. Формула выглядит следующим образом

$$P_h = E(\rho Q)_1.$$

Необходимо учитывать подвод воды в систему или отвод из нее между контрольным сечением и сечением измерения расхода. Измерение объемного расхода должно учитывать значение плотности воды при давлении и температуре в сечении измерения расхода.

Определение значений таких физических величин, как ускорение силы тяжести, плотности воды и т.д. с помощью непосредственного измерения или по признанным формулам или таблицам приводится в 2.5. Методы измерения расхода описываются в 3.2. Методы определения удельной гидравлической энергии на основе измерения давления в соответствии с 3.3 (или на основе измерения уровня воды в соответствии с 3.4) описано в 3.5.

2.4.1.3 Механическая мощность

Для приемочных испытаний модели не рекомендуется расчет механической мощности на основе измерения электрической мощности на клеммах электродвигателя/генератора и на основе КПД последнего. Определение механической мощности рабочего колеса/импеллера требует знания крутящего момента, передаваемого от или прилагаемого к рабочему колесу, и частоты вращения

$$P_m = 2\,\pi n T_m.$$

Методы измерения крутящего момента описаны в 3.6. Методы измерения частоты вращения описаны в 3.7.

2.4.1.4 Вычисление эффективности

Исходя из определений, приведенных ранее, гидравлический КПД модели в рабочих условиях, имеющих место на данном режиме, можно определить по формуле

$$\eta_h = \frac{2\pi n T_m}{E(\rho Q)_1} \text{ – для турбины и}$$

$$\eta_h = \frac{E(\rho Q)_1}{2\pi n T_m} \text{ – для насоса.}$$

Если гарантии связаны с характеристиками опытного образца натурной машины, то гидравлический КПД и механическая мощность рабочего колеса/импеллера опытного образца натурной машины должны определяться на основе соответствующих величин для модели с помощью формулы пересчета, как это показано в 3.8.2.4. После этого для определения механической мощности машины P (мощность, передаваемая валом турбины или передаваемая на вал насоса) и общего КПД гидравлической машины $\eta = \eta_h \cdot \eta_m$, должны использоваться механические потери опытного образца.

2.4.2 Измерения, связанные с дополнительными характеристиками

В дополнение к подтверждению гарантий по основным гидравлическим эксплуатационным характеристикам модельные испытания могут использоваться для определения некоторых дополнительных характеристик. Это касается измерения стационарных и/или переменных составляющих различных гидравлических или механических величин.

2.4.3 Снятие и обработка данных

Для получения действительного среднего значения физической величины при измерениях особое внимание должно уделяться способу осреднения переменного сигнала, для чего следует определить частоту и амплитуду его колебаний. В 3.1 и 4.2 приводятся общие требования к системе измерений и обработки данных для получения средних значений таких параметров.

2.5 Физические свойства

2.5.1 Общие положения

Термины и определения большинства из рассматриваемых параметров приведены в 1.3.3.3. Формулы для расчета этих величин приведены ниже. Таблицы числовых значений, выведенных из этих формул, приведены в приложении В.

2.5.2 Ускорение силы тяжести

Ускорение силы тяжести g задается как функциональная зависимость широты и высоты $g = 9{,}7803\,(1+0{,}0053\,\sin^2\varphi) - 3\cdot10^{-6}\,z$, где φ – широта,...°; z – высота, м. Значения g приведены в таблице В.1 и представлены на рисунке 23. Стандартное значение g составляет 9,80665 $м\cdot с^{-2}$. Местное значение g может определяться с помощью маятника или свободного падения в вакууме. Если имеются измеренные значения g, то их использование предпочтительно.

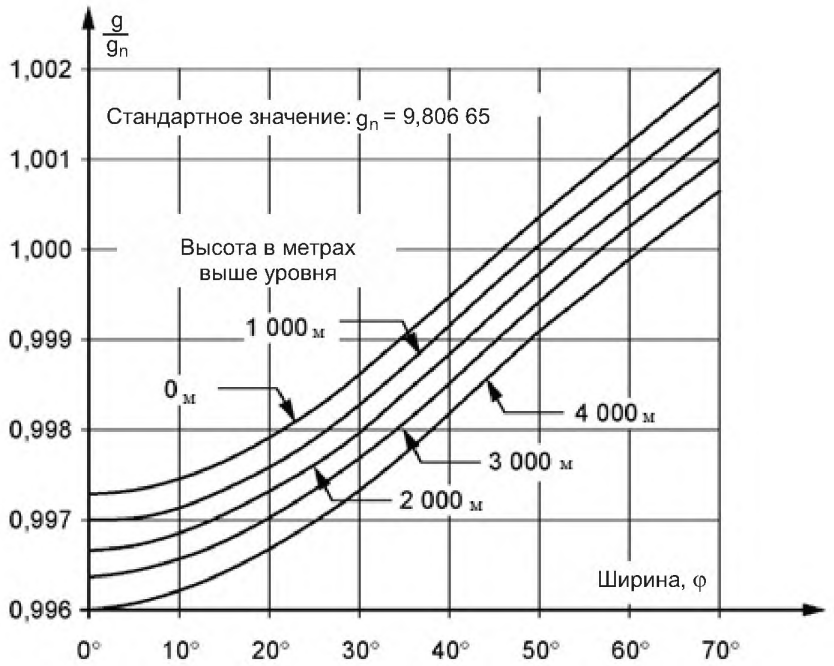


Рисунок 23 – Ускорение силы тяжести g (м/с^2)

2.5.3 Физические свойства воды

2.5.3.1 Плотность воды

2.5.3.1.1 Использование плотности воды

При испытаниях гидравлических машин должна быть известна плотность воды ρ, которая используется для:

- определения удельной гидравлической энергии машины E на основе измерений давления;
- определения массового расхода ρQ, необходимого для расчета гидравлической мощности;
- определения давление на основе измерений водяным манометром;
- определения расхода для испытаний или калибровки методом взвешивания (3.2.2.1 и 3.2.2.2).

2.5.3.1.2 Плотность воды

Вода, используемая для лабораторных испытаний модели, в зависимости от местных гидрологических условий содержит небольшие количества растворенных в ней веществ. Ее фактическая плотность ρ_{wa} выше, чем плотность дистиллированной воды ρ_{wd} (2.5.3.1.3). Однако значение ρ_{wa} в оборудовании для испытаний модели отличается от плотности дистиллированной воды ρ_{wd} меньше, чем на 0,05 %.

При расчете гидравлического КПД это отличие считается пренебрежимо малым, если удельная гидравлическая энергия машины E определяется на основе измерения давления (см. приложение D). Поэтому в большинстве случаев достаточно использовать значения плотности дистиллированной воды. Если необходимо определить плотность используемой воды ρ_{wa} точно, можно воспользоваться несколькими методами:

- опосредованным методом с использованием калиброванного манометра, соединенного уровнем свободной поверхности воды, как это описано в 3.3.5.2;
- непосредственными методами, измерением прецизионным ареометром (например, пикнометром) или иными поплавковыми устройствами.

Отношение плотности используемой и дистиллированной воды, практически, является постоянным вне зависимости от давления и температуры. При плотности используемой воды $\rho_{wa,c}$, заданной при определенных давлении и температуре, значение плотности для других значений давления и температуры может быть рассчитано по формуле

$$\rho_{wa} = \frac{\rho_{wa,c}}{\rho_{wd,c}} \cdot \rho_{wd},$$

где ρ_{wd} и $\rho_{wd,c}$ определены в соответствии с 2.5.3.1.3.

2.5.3.1.3 Плотность дистиллированной воды

Формула плотности ρ_{wd} дистиллированной воды в зависимости от температуры и давления выведена Хербстом и Регенером см. [4] из эмпирического уравнения состояния свободной энтальпии (теплосодержания) дистиллированной воды. При определении приводимых ниже коэффициентов были использованы результаты экспериментов Келла, МакЛарена и Уэлли см. [5, 6].

$$\rho_{wd} = 10^2 \left[\sum_{i=0}^{3} \sum_{j=0}^{3} R_{ij} \cdot \alpha^j \cdot \beta^{(i-1)} \right]^{-1},$$

где:

$\beta = \frac{1}{\rho^*}\left(p_{abs} + 200 \cdot 10^5\right)$ и $p^*=10^5$ Па;

$\alpha = \frac{1}{\theta^*}(\theta - \theta_1)$ и $\theta^* = 1$°C;

θ_1=0 °C – в диапазоне температуры от 0 °C до 20 °C;

θ_1=20 °C – в диапазоне температуры от 20 °C до 50 °C.

Формула действительна в диапазоне давления p_{abs}= (0 – 150·10^5) Па.

Для расчета на компьютере вместо формул Хербста и Регенера [4] можно воспользоваться формулами Бореля и Лана см. [7] или Хаара, Галлагера и Келла см. [8].

Авторы [5, 6] приняли за основу экспериментальные данные. Значения контрольных величин вписываются в тот же диапазон точности ±0,01 % и относятся к тому же диапазону изменения температуры и давления, что упоминался выше. Для численных расчетов можно использовать упрощенное эмпирическое уравнение Вебера см. [9]. Значения, рассчитанные для температуры до 35° С и давления до 150·10^5 Па, вписываются в тот же диапазон точности, что и упомянутый выше.

Если $v = 1/\rho = v_0 [(1 - A \cdot p) + 8 \cdot 10^{-6} \cdot (\theta - B + C \cdot p)^2 - 6 \cdot 10^{-8} \cdot (\theta - B + C \cdot p)^3]$,

где v – удельный объем, м^3/кг; p = p_{abs}, Па; θ – температура, °C,

то при v_0 = 1·10^{-3}м^3/кг:

A= 4,6699·10^{-10}, B= 4,0 и C= 2,1318913·10^{-7}.

В таблице 5 приведены значения коэффициента R_{ij}, м^3/кг.

Таблица 5 – Коэффициенты для формул Хербста и Регенера

$R_{i,j}$, м^3/кг, в диапазоне температуры от 0,0 °C до 20,0 °C				
i	j = 0	j = 1	j = 2	j = 3
0	0,4466741557·10^{-4}	–0,5594500697·10^{-4}	0,3402591955·10^{-5}	–0,4136345187·10^{-7}
1	0,1010693802	–0,1513709263·10^{-4}	0,1063798744·10^{-5}	–0,8146078995·10^{-8}
2	–0,5398392119·10^{-5}	0,4672756685·10^{-7}	–0,1194765361·10^{-8}	0,1366322053·10^{-10}
3	0,7780118121·10^{-9}	–0,1619391322·10^{-10}	0,5883547485·10^{-12}	–0,8754014287·10^{-4}
$R_{i,j}$, м^3/кг, в диапазоне температуры от 20,0 °C до 50,0 °C				
i	j = 0	j = 1	j = 2	j = 3
0	–0,4410355650·10^{-4}	0,3052252898·10^{-4}	0,9207848427·10^{-6}	–0,2590431198·10^{-7}
1	0,1011269892	0,1763956234·10^{-4}	0,5750340044·10^{-6}	–0,1923769978·10^{-8}
2	–0,4832441163·10^{-5}	0,1533281704·10^{-7}	–0,3749721294·10^{-9}	0,1322804180·10^{-11}
3	0,6194433327·10^{-9}	–0,3164540431·10^{-11}	0,6311389123·10^{-13}	0,2469249342·10^{-15}

Значения для дистиллированной воды на основе формулы Хербста и Регенера [4] см. в таблице В.2 приложения В и на рисунке 24.

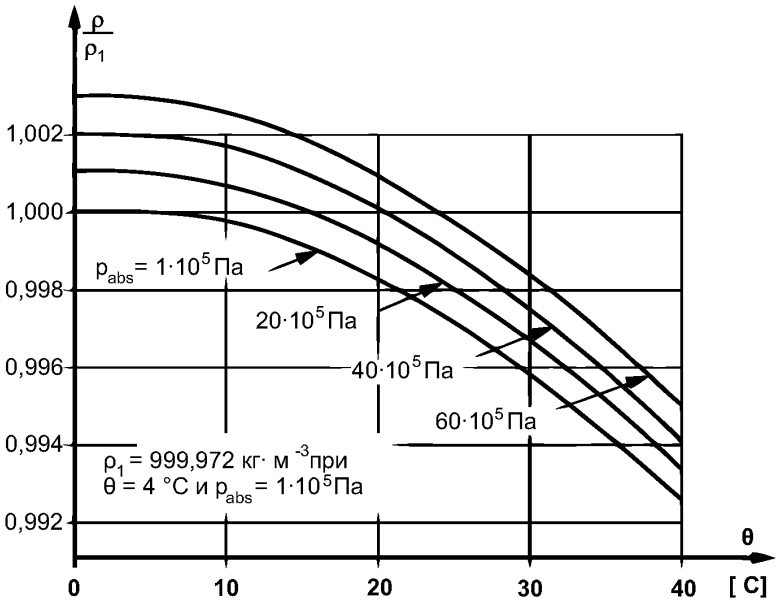


Рисунок 24 – Плотность дистиллированной воды ρwd (кг/м^3)

2.5.3.2 Состояние воды во время испытаний

2.5.3.2.1 Определение содержания ядер и газа в воде

Как изложено в 2.1.2.3 и 2.3.1.6.2, для определения влияния кавитации на характеристики машины кроме давления и температуры необходимо знать другие свойства воды, проходящей через машину. К ним относятся:

- содержание кавитационных ядер (2.1.2.3), выраженное в количестве ядер на единицу объема воды. Содержание ядер приблизительно соответствует содержанию в воде нерастворенного газа (воздуха), выраженное в долях их объема в единице объема воды;
- содержание растворенного газа, выраженное долей его объема в единице объема воды.

Возможны следующие экстремальные состояния воды:

- полностью деаэрированная вода (вода с нулевым содержанием ядер и нулевым содержанием газа);
- полностью насыщенная вода (вода, насыщенная растворенным газом, однако с низким содержанием ядер в воде);
- вода с высоким содержанием ядер, введенных извне путем искусственной инъекции, независимо от содержания растворенного газа.

В настоящее время заранее определить содержание ядер в зависимости от масштаба модели, вида испытаний и прочих факторов не представляется возможным.

Для изучения влияния свойств воды (содержания ядер, содержания газа) по ходу модельных испытаний см. 2.3.1.6.2, [1] и [3].

2.5.3.2.2 Определение содержания ядер и газа (воздуха) в воде

2.5.3.2.2.1 Содержание ядер в воде

Определение содержания ядер в воде требует измерения количества ядер и их критического давления.

В [1] и [3] приводится описание специального счетчика кавитационных ядер. В этом счетчике поток ускоряется в ограниченном сечении для создания взрывообразного роста ядер.

Ввод ядер может осуществляться с помощью инжекторов, описанных в [1] и [3]. Эти инжекторы работают на принципе резкого расширения насыщенной воздухом воды в диафрагме.

2.5.3.2.2.2 Содержание газа (воздуха) в воде

Вода обычно содержит газы в растворенном или нерастворенном виде. Этими газами могут быть воздух или другие вещества, такие как двуокись углерода CO_2 и т.д.

а) Содержание растворенного газа

Количество растворенных газов зависит от давления и температуры воды, поэтому нужно измерять фактическое содержание газа. Можно применять два основных метода измерений:

- метод диффузии кислорода через политетрафторэтиленовую мембрану с использованием электрического анализатора для измерения содержания растворенного в воде кислорода (например, прибор Бекмана см.[10]);

- физического разделения (метод Ван Слайка см. [11]). Этот метод позволяет определять общее содержание воздуха, как растворенного, так и свободного, путем распыления насыщенной воздухом воды в вакууме. Этот метод относительно быстрый, однако работает с образцами малого объема.

Примечание – Также может использоваться йодометрический метод: он точнее, но его применение труднее.

b) Содержание нерастворенного газа

Газ, полностью растворенный на стороне высокого давления гидравлической машины, может высвобождаться при движении со стороны высокого давления к стороне низкого давления, изменяя при этом режим работы машины. Следовательно, должны быть определены содержание не только для растворенного, но и нерастворенного в воде газа. Такой метод с использованием извлекающего сосуда описан в [13].

В [12] приводится сравнение аппарата Ван Слайка и Бранда см. [13] и прибора для измерения растворенного кислорода, включая измерение растворенных и нерастворенных газов.

2.5.3.3 Кинематическая вязкость

Кинематическая вязкость воды ν зависит от ее температуры θ и абсолютного давления p_{abs}, она выводится из основного физического свойства – динамической вязкости μ используя $\nu = \mu / \rho$.

Формула определения μ приведена в [14].

Однако, исходя из практических соображений, приблизительное значение ν можно рассчитать с использованием следующей формулы

$$\nu = e^{\left[-16{,}921+396{,}13/(107{,}41+\theta)\right]}.$$

При использовании этого уравнения осредненное отклонение от стандартных значений, приведенных в [15], составляет ± 0,05 %, а максимальное отклонение составляет ± 0,09 %. Влияние давления является пренебрежимо малым. Отклонение $p = 10 \cdot 10^5$ Па в сравнении с контрольным давлением $p = 10^5$ Па составляет примерно – 0,05 %. Значения для ν приведены в таблице В.3.

2.5.3.4 Давление парообразования

Давление водяного пара p_{va} между значениями температуры θ = 0 °C и θ = 40 °C может быть рассчитано с использованием следующей эмпирической формулы

$$p_{va} = 10^{\left(2{,}7862+0{,}0312\cdot\theta-0{,}000104\cdot\theta^2\right)}.$$

Результирующая погрешность составляет менее ± 7 Па. Значения p_{va} приведены в таблице В.4, см. [8]. На давление пара могут влиять растворенные в воде химические вещества.

2.5.4 Физические свойства атмосферы

2.5.4.1 Плотность сухого воздуха

Плотность воздуха ρ_a в зависимости от p_{abs} и температуры воздуха θ может быть рассчитана по следующей формуле (см. ИСО 2533)

$$\rho_a = (p_{abs} \cdot 3{,}4837 \cdot 10^{-3}) / (273{,}15 + \theta).$$

Значения ρ_a приведены в таблице В.5. Влияние влажности на плотность воздуха для определения Е является пренебрежимо малым.

2.5.4.2 Давление окружающей среды

Давление окружающей среды p_{amb} представляет собой барометрическое давление, измеренное в лаборатории барометром. Для преобразования результатов испытаний к условиям работы опытного образца натурной машины (пересчет NPSE или σ) давление окружающей среды должно быть рассчитано с использованием стандартной атмосферы, определенной по ИСО 2533. При линейном изменении температуры в зависимости от высоты равном $6{,}5 \cdot 10^{-3}$ К/м, окружающее давление может быть вычислено по следующей эмпирической формуле

$$p_{amb} = 101\,325\,(1 - 2{,}2558 \cdot 10^{-5} \cdot z)^{5{,}255},$$

где z – высота, м.

Результирующая погрешность составляет менее ±15 Па. Значения для p_{amb} приведены в таблице В.6.

2.5.5 Плотность ртути

Плотность ртути ρ_{Hg} используемой в жидкостных манометрах, рассчитывается для чистой ртути при p_o=101 325 Па (стандартное давление окружающей среды на уровне моря) по следующему уравнению

$$\rho_{Hg} = (13{,}595 - 2{,}46\ \theta)\ [1+3{,}85\cdot10^{-11}(p - p_o)].$$

Значения ρ_{Hg} приведены в таблице В.7, см. [16]. Ртуть, используемая для практического применения, может быть загрязнена примесями металлов или другими элементами. Чтобы измерения считались действительными, ртуть должна быть чистой.

3 Основные гидравлические характеристики. Методы измерения и результаты

3.1 Снятие/запись и обработка данных

3.1.1 Введение и определения

Снятие и обработка данных включают в себя преобразование измеренных сигналов в соответствующие технические единицы через измерительную цепь из нескольких компонентов, таких как датчики-преобразователи, мультипликаторы, преобразователи или приборы предварительной обработки сигналов, аппаратура хранения данных и компьютеры. Итоговый результат – это представление параметров в виде характеристик модели. Измеряемые значения являются переменными величинами. Основными данные для определения основных гидравлических характеристик модели являются их осредненные значения.

Датчик-преобразователь – измерительный прибор, обеспечивающий сигнал на выходе с известным отношением к величине на входе.

Датчик-преобразователь с цифровым выходом – измерительный прибор со встроенной электроникой для выдачи на выходе цифрового значения параметра (например, серийный порт RS 232).

Мультипликатор (MUX) – прибор для передачи двух или более сигналов, с одним и тем же преобразователем аналоговых сигналов в цифровые, счетчиком частоты или кабельным устройством.

Преобразователь аналоговых сигналов в цифровые (преобразователь A/D) – прибор, который непрерывно преобразует аналоговые сигналы в дискретные цифровые сигналы.

Счетчик – прибор, который измеряет частоту, продолжительность периода поступления или число импульсов.

Преобразователь напряжения в частоту (преобразователь V/F) – прибор, который с заданным отношением преобразует напряжение в частоту.

Алиасинг – неправильная дискретизация аналогового сигнала приводит к тому, что его высокочастотные составляющие накладываются на низкочастотные, что искажает сигнал. При дискретизации аналогового сигнала потерь информации не будет только в том случае, если максимальная частота полезного сигнала будет равна или меньше половины частоты дискретизации (частота Найквиста).

Интерфейс компьютера – устройство связи, позволяющее компьютеру осуществлять управление и коммуникацию с другими совместимыми приборами.

3.1.2 Общие требования

На выходе системы сбора и обработки данных должна отображаться истинная измеряемая величина. Для всех используемых контрольно-измерительных приборов должен быть официальный порядок калибровки. Должны также быть в наличии все стандарты на методы измерений и оборудование, позволяющее установить соответствие их требованиям. При наличии параллельного соединения контрольно-измерительных приборов в измерительной цепи для проверки соблюдения допусков записи измеряемых параметров должна быть обеспечена возможность их единообразной калибровки. Это означает, что для калибровки и испытаний должны использоваться один и тот же путь сигнала и одна и та же конфигурация аппаратного и программного обеспечения.

Во время эксплуатационных испытаний осреднение значений измеряемых параметров должно делаться для одного и того же промежутка времени. Для обеспечения возможности проверки всей измерительной цепи следует иметь параллельный контур контрольно-измерительных приборов. Целесообразно предусмотреть возможность сравнения результатов измерений во время испытаний с данными измерений в период эксплуатации оборудования.

3.1.3 Снятие/запись данных

Система записи данных может быть построена различными способами (включая ручные методы) в зависимости от имеющегося аппаратного обеспечения и выбранного метода осреднения. Имеются всевозможные схемы компоновки и примеры различных систем снятия данных. Обычно используется комбинация различных систем.

3.1.3.1 Система мультиплексирования

Мультиплексирование – уплотнение канала, передача нескольких потоков данных с меньшей скоростью по одному физическому каналу. В системе мультиплексирования (см. рисунок 25) измеряемые величины проходят через мультиплексоры – устройства, имеющие несколько сигнальных входов, несколько управляющих входов и один выход. Мультиплексирование по времени предусматривает передачу сигналов по каналу последовательно определенное число раз за заданный промежуток времени.

Значение измеряемой величины, осредненное в процессе вычисления, используется для последующей обработки.

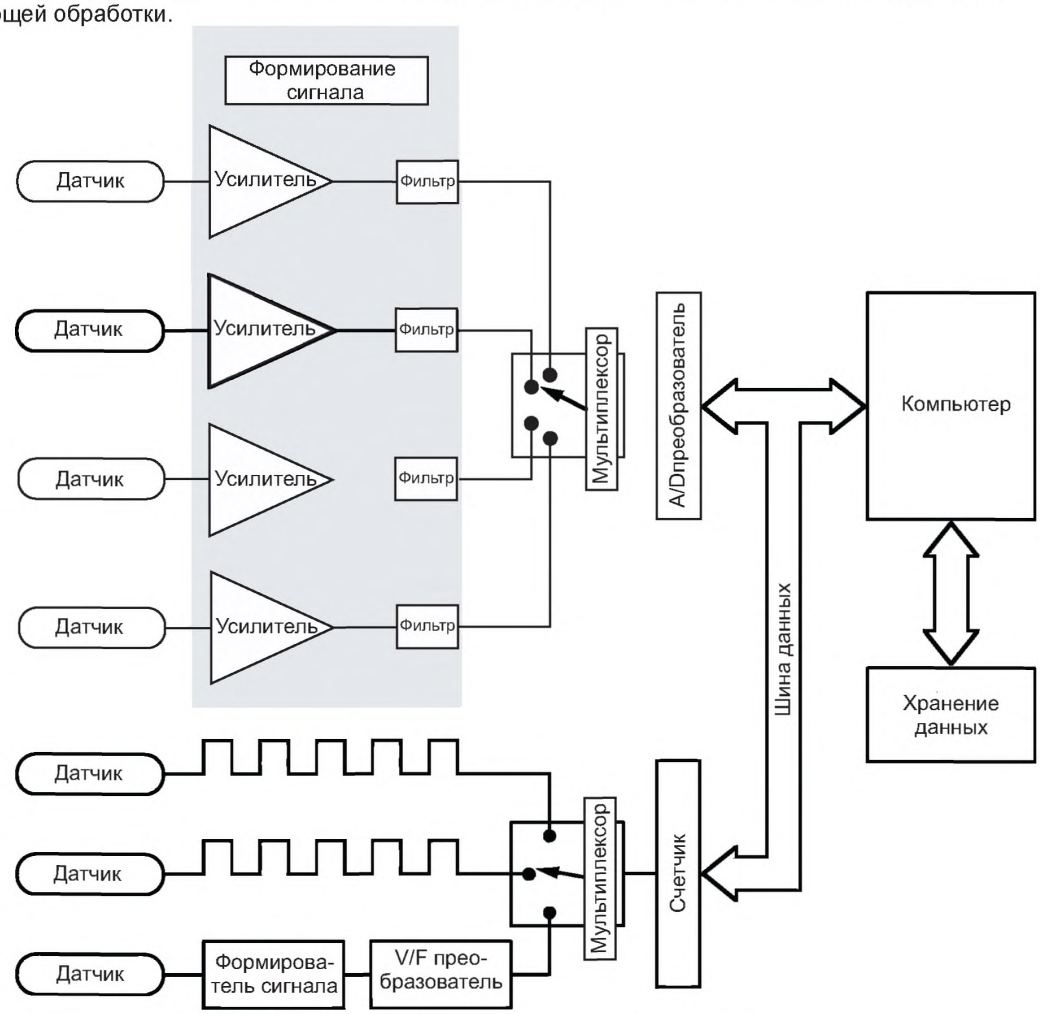


Рисунок 25 – Система сбора и накопления данных

3.1.3.2 Система параллельного измерения

В системе параллельного снятия показаний (см. рисунок 26) соответствующие величины измеряются компьютером, собирающим данные из каждого канала. Такая схема обеспечивает высокоскоростную обработку данных и одновременную запоминание данных из всех каналов (3.1.4.4).

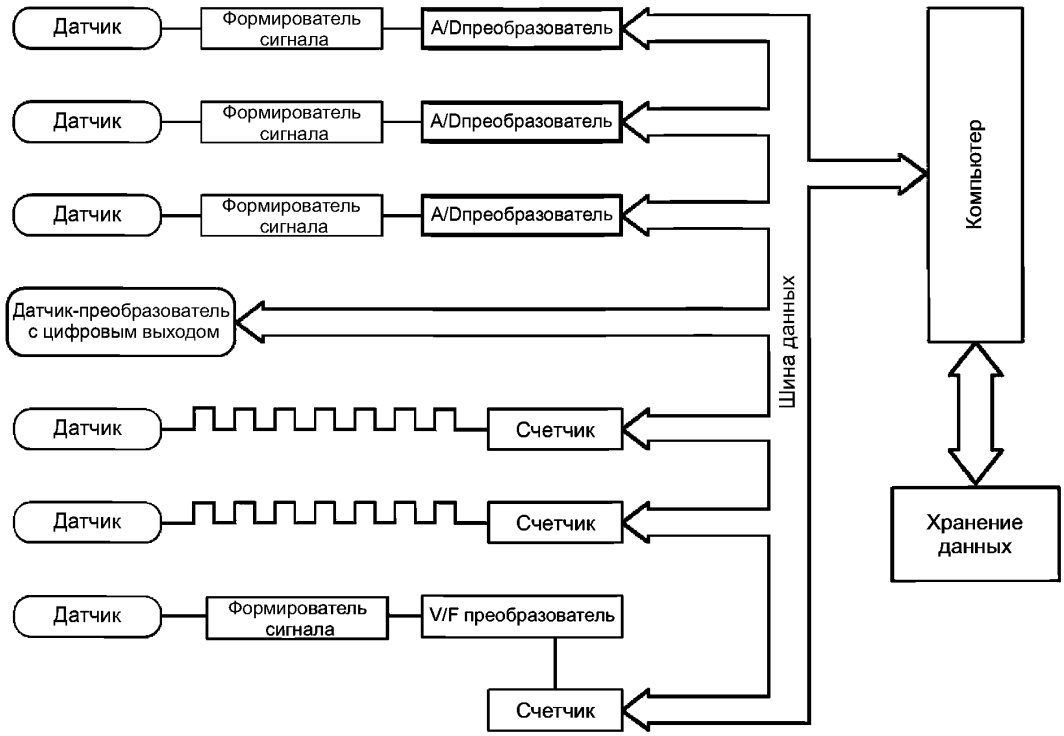


Рисунок 26 – Система параллельного снятия показаний с управляемой шиной

3.1.4 Требования к компонентам

Компоненты измерительной цепи должны обрабатывать интересуемый диапазон частот. Устройства передачи информацию от датчика к преобразователю, например, данные о давлении, могут вносить ошибки и являться причиной ошибочных измерений. В отношении всех компонентов измерительной цепи необходимо помнить, что изменения температуры окружающей среды создают условия для появления ошибок, выводящих значения параметров за заданные границы. Такие свойства компонентов, как линейность и гистерезис, должны быть документально зарегистрированы во время калибровки.

3.1.4.1 Датчик-преобразователь

Датчики-преобразователи, используемые для измерения показаний во время испытаний, должны работать при постоянной температуре окружающей среды. Они должны располагаться там, где они не будут испытывать воздействия со стороны температурных изменений, например, прямого воздействия солнечного света, нагревательных приборов, вентиляционных каналов и т.д.

Для всех измеряемых величин должны быть известны диапазоны изменения измеряемых величин, так как датчики-преобразователи работают только в том диапазоне частот, для которого они предназначены. Следует проявлять осторожность при использовании датчиков со встроенным сглаживанием или регулируемым временем отклика, а также преобразователей с большой чувствительностью. Такие датчики могут порождать ошибки измерений мгновенных значений колебательных процессов и их осреднения.

3.1.4.2 Кабели и клеммные выводы

Путь прохождения сигнала между датчиками-преобразователями и усилителем должен быть спроектирован таким образом, чтобы внешнее влияние на сигналы (например, наводки от силовых

кабелей или колебаний температуры) сводились к минимуму. Для этого должно быть выполнено правильное экранирование и заземление. Присоединения и клеммные выводы должны быть устойчивыми и надежными механически и электрически. Даже если все вышеуказанные меры предосторожности соблюдены, необходимо удостовериться в отсутствии помех в сети измерений.

3.1.4.3 Формирование сигнала

Выходные сигналы датчиков-преобразователей с аналоговым выходом часто усиливаются и фильтруются в блоке формирования сигналов.

3.1.4.3.1 Усилитель

Чтобы пользоваться разрешающей способностью преобразователя АЦП, выходной диапазон усилителя должен соответствовать диапазону преобразователя. Усилитель должен располагаться в максимальной близости к преобразователю, чтобы свести к минимуму влияние шумовых помех, наводимых в кабельной сети.

3.1.4.3.2 Фильтр

При выборе фильтров внимание обращают на такие свойства, как:

- частота отключения, затухание сигнала и задержка – для сигналов переменного тока;
- смещение, температурный дрейф и линейность – для сигналов постоянного тока.

При анализе, когда роль играет одновременное измерение двух или более измеряемых величин, необходимо проверить задержки в системах сбора и обработки данных. Задержки (сдвиг по фазе) зависят от типа фильтра и частоты отключения (см. рисунок 27). Чтобы исключить влияние ложных низкочастотных эффектов, частота отключения низкочастотного фильтра должна составлять максимум половину частоты измерений. Этот момент проиллюстрирован на рисунке 28. Однако на практике используется частота отключения, равная одной трети или менее частоты измерений.

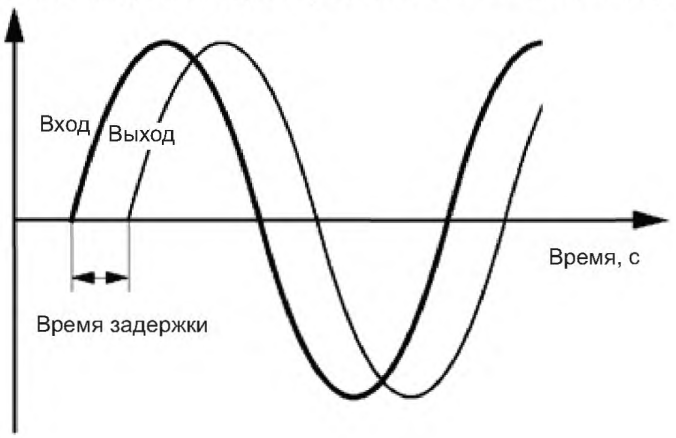
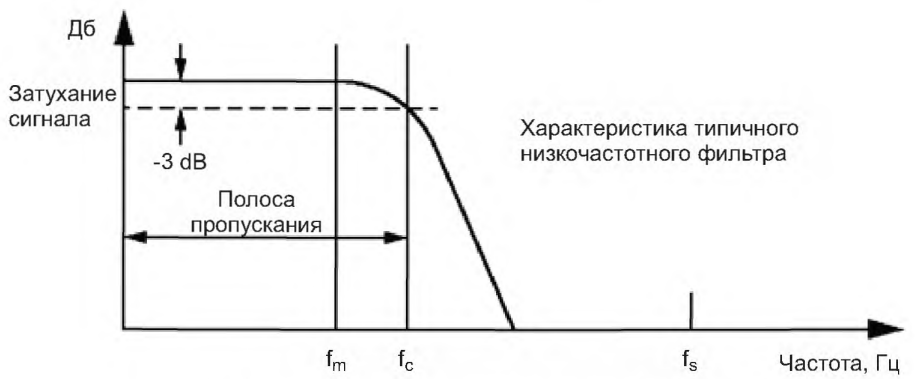


Рисунок 27 – Время задержки



f_m – максимальная частота; f_c – частота отключения низкочастотного фильтра; f_s – частота дискретизации

Рисунок 28 – Частоты фильтрации и дискретизации

Условие получения нужной частоты – $f_c > f_m$. Условие исключения помех в полосе пропускания – $f_s \geq 2f_c$

3.1.4.4 Мультиплексор

Эффективная скорость передачи сигнала мультиплексора должна сравниваться с требованиями, предъявляемыми к каждой измеряемой величине, поскольку аналогово-цифровой преобразователь осуществляет одновременно передачу по нескольким каналам, скорость передачи по каждому каналу уменьшается пропорционально числу каналов. Система коммутации в большинстве случаев делается релейного типа, либо с твердотельной коммутацией. Релейная коммутация обычно оказывается более точной, чем твердотельная коммутация, однако имеет более низкую скорость соединения.

При переключении различных уровней напряжения нужно удостовериться, что эффекты взаимных помех между соседними каналами отсутствуют. Как правило, эти погрешности возрастают в зависимости от скорости передачи сигнала.

3.1.4.5 Преобразователь аналоговых сигналов в цифровые

Важными параметрами преобразователей аналоговых сигналов в цифровые являются время преобразования, разрешающая способность, класс точности, выходной диапазон, температурный дрейф и линейность.

Разрешающая способность аналогово-цифрового преобразователя (АЦП) определяется числом битов, используемых преобразователем для описания аналогового сигнала. Преобразователь, рассчитанный на 3-бит, разделяет диапазон на $2^3 – 1 = 7$ частей. При эксплуатационных испытаниях по определению характеристик минимальным требованием является наличие разрешающей способности в 14 бит. При проведении динамических измерений допустима более низкая разрешающая способность. Для одновременных измерений с преобразованием аналоговых сигналов в цифровые может использоваться один АЦП или аппаратура одновременной выборки и хранения данных.

3.1.4.6 Компьютер

Контроллером в системе сбора и обработки данных является компьютер. Он должен обеспечивать конфигурацию и синхронизацию регистраторов данных, управление передачей данных, связи с периферийным оборудованием, проведение расчетов и представление результатов. Интерфейс компьютера должен обеспечивать такую скорость передачи данных (скорость передачи данных информации в бит/с), которая будет достаточна для связи и управления различными приборами, установленными на шине.

3.1.4.7 Обработка данных

Задачами программного обеспечения являются:

- управление системой сбора и обработки данных;
- расчет коэффициентов калибровки;
- преобразование электрических величин в технические единицы измерения;
- расчет осредненных значений и других статистических параметров;
- расчет данных;
- оценка случайных погрешностей;
- представление результатов;
- хранение данных.

Проверка компьютерной программы выполняется методом контрольного ручного расчета каждого параметра, проверяемого в ходе приемочных испытаний, для чего должны иметься соответствующие исходные данные по каждой проверяемой испытательной точке. Во время испытаний основные характеристики должны непрерывно выводиться на монитор, обеспечивая наблюдаемость характеристик модели и гидравлической системы, с которой она связана. Число контрольных замеров и частота дискретизации должны характеризовать измерительную цепь в целом, обеспечивая:

- точность определения средних значений во время проведения измерений;
- удовлетворительность определения характеристик пульсирующих параметров.

3.1.5 Проверка системы сбора и обработки данных

Каждая измерительная цепь должна иметь полную принципиальную схему с указанием ее основных компонентов. Это дает возможность сторонам при возникновении конкретных проблем определить в где должна быть выполнена проверка, или когда нужно проводить более тщательное измерение пульсирующих сигналов. На рисунке 29 показаны некоторые типичные измерительные цепи с предполагаемыми испытательными и контрольными точками.

3.1.5.1 Датчик-преобразователь с аналоговым выходом

Точка 1 на рисунке 29 показывает испытательную точку для определения динамики измеряемого параметра.

Точность формирования сигналов можно установить путем сравнения сигналов в точке ввода A и испытательной точке 3. Точность функционирования усилителя можно установить путем сравнения сигналов в точке ввода A и испытательной точке 2. Точности функционирования фильтра можно установить путем сравнения сигналов в точке ввода B и испытательной точке 3. Для проверки Правильность работы мультиплексора и АЦП можно проверить приложив контрольный сигнал в точке C и сравнить его с выходом в точке 5.

3.1.5.2 Датчик-преобразователь с частотным или масштабируемым импульсным сигналом на выходе

Для проверки правильности срабатывания счетчика нужно проконтролировать сигнал в точке 4. Контрольный сигнал следует приложить в точке D (см. рисунок 29) для проверки развертки счетчика.

3.1.5.3 Датчик-преобразователь с цифровым выходом

Датчик-преобразователь и измерительную цепь подобного типа лучше всего проверять во время калибровки.

3.1.5.4 Проверка на предмет помех

Чтобы проверить, что система формирования сигналов не создает побочных эффектов (помех), сигнал на выходе системы следует сравнить с входным сигналом. На вход можно подать контрольный сигнал от отдельного электрического источника. Контрольные точки на рисунке 29 обозначены как A и 3.

3.1.5.5 Программное обеспечение

Программное обеспечение можно проверить посредством альтернативной (другими средствами, например, вручную) обработки необработанных данных, считанных в контрольной точке 5, и сравнения ее результатов с результатом, полученным при помощи компьютера.

Алгоритм расчета характеристик может быть проверен посредством ввода числовых значений при значениях E с известным из эксплуатации результатом. Эквивалентность алгоритмов, использованных для калибровки измерительной цепи, и алгоритмов, которые используются для вычислительной обработки и построения характеристик, должны быть зафиксированы документально.

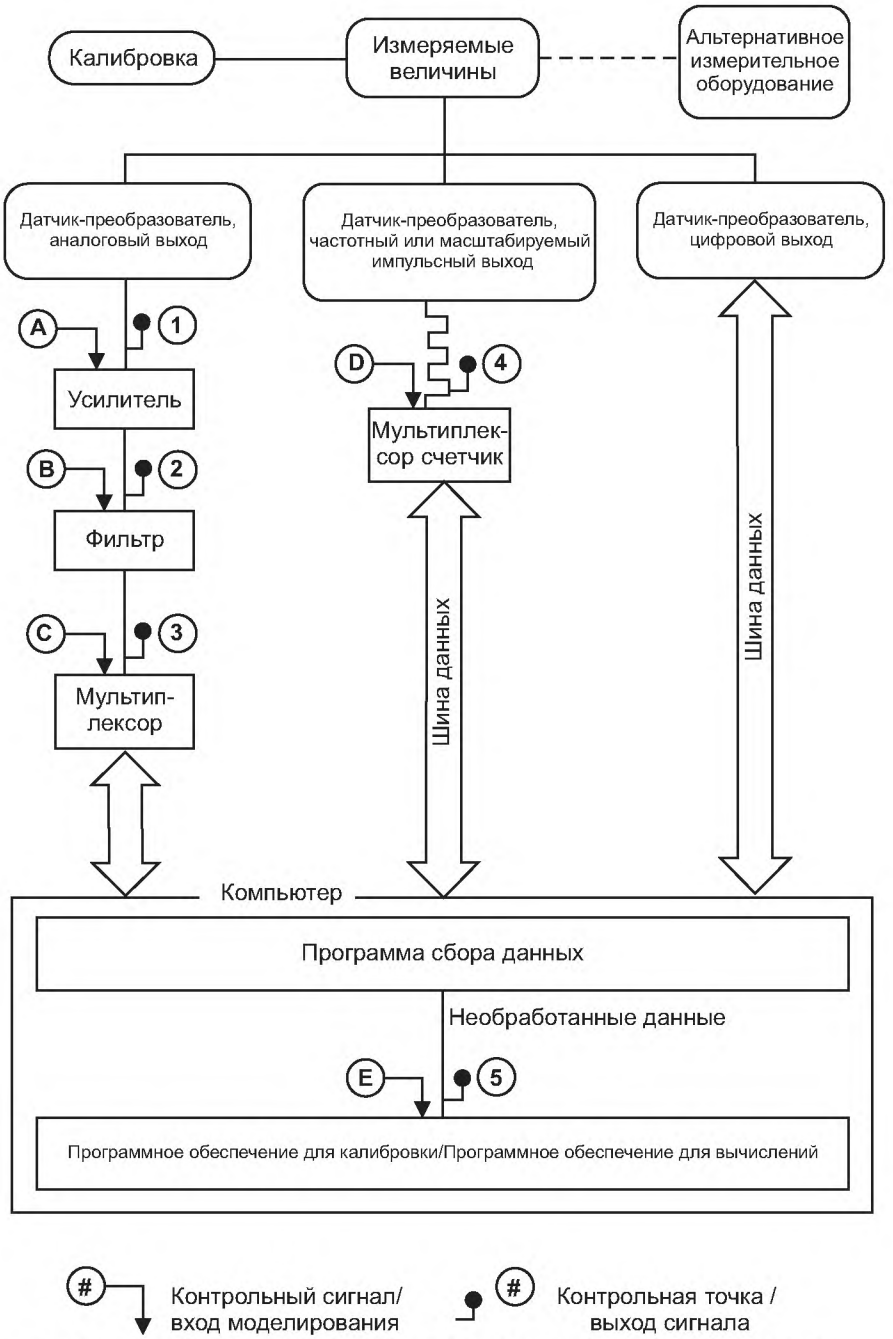


Рисунок 29 – Измерительные цепи и рекомендуемые контрольные точки

3.2 Измерение расхода

3.2.1 Общие положения

Протечки или добавления воды на участке между машиной и прибором для измерения расхода должны быть исключены. В случае невозможности их исключения следует предусмотреть их независимое измерение.

3.2.1.1 Выбор метода измерения

Методы, которые могут использоваться для измерения расхода во время модельных приемочных испытаний, можно разделить на первичные и вторичные.

3.2.1.1.1 Первичные методы, которые необходимы только для измерения основных параметров: длины, массы и времени. Первичными методами, которые могут использоваться применительно к настоящему стандарту, являются:

- метод взвешивания;
- объемный метод;
- метод подвижного экрана.

Эти методы являются наиболее точными. По этой причине, несмотря на присущие им недостатки (громоздкое оборудование, длительность измерений и т.д.) на любой установке для модельных испытаний используется один из них. Но для удобства первичные методы дополняются так называемыми вторичными методами измерений.

3.2.1.1.2 Вторичные методы, которые используются для измерения расхода во время испытаний модели, основаны на различных принципах. Некоторые из них стандартизированы, однако высокая точность, требуемая в настоящем стандарте, обусловливает обязательную калибровку всего измерительного оборудования по месту установки (на испытательном стенде) с помощью одного из вышеупомянутых первичных методов. От калиброванных приборов, использующихся для измерений вторичными методами, не нужно требовать соответствия каким-либо иным стандартам. Основным требованиям к их качеству является повторяемость измерений прибора, используемого в рамках вторичного метода. Устройства, необходимые для выполнения периодической калибровки должны включаться в состав постоянного оборудования испытательного стенда, чтобы не нарушить гидравлического подобия проточной части включением дополнительных устройств.

Основными вторичными методами для измерения расхода являются:

- метод измерения скорости с помощью вертушек или трубок Пито, индикаторные методы используются при модельных испытаниях редко, и в последующем не рассматриваются;
- тонкие водосливы и устройства дифференциального давления (диафрагмы, сопла и трубки Вентури), даже если они разработаны, установлены и используются в соответствии со стандартами ИСО, не обеспечивают точность, требуемую при модельных испытаниях, поэтому периодическая калибровка этих устройств на месте установки является обязательной;
- различные типы расходомеров, такие как турбинные, электромагнитные, акустические или вихревые расходомеры; они особенно удобны в применении, потому что обеспечивают быстроту измерений, их выходные сигналы можно легко вводить в систему сбора данных, большинство из них вносит лишь небольшие искажения в гидродинамическую картину потока. В настоящее время влияние условий монтажа на характеристику и точность для этих приборов не устанавливается. Следовательно, периодическая калибровка этих устройств на месте установки является обязательной.

3.2.1.2 Точность измерений

3.2.1.2.1 Использование действующих стандартов

Метод измерений детально описывается только тогда, когда отсутствует стандартная процедура его проведения. Насколько это возможно должна делаться ссылка на существующие стандарты.

3.2.1.2.2 Оценка погрешностей

Числовые значения систематических погрешностей, указанные в следующих пунктах, должны использоваться только в качестве руководства. Они действительны только:

- для оптимальных условий измерений;
- при выполнении всех требований, изложенных в настоящем стандарте и в других соответствующих стандартах;
- выполнении испытаний и анализа их результатов квалифицированным и опытным персоналом.

Если эти условия не выполняются, то они могут приводить к непредсказуемому увеличению систематических и случайных ошибок измерения расхода. В каждом конкретном случае фактические значения систематических и случайных погрешностей должны оцениваться пользователем с учетом измерительной системы в целом и условий работы испытательного оборудования. Способ объединения случайных и систематических погрешностей, связанных с конкретными источниками ошибок, описывается в 3.9.2.2.4. Окончательный результат выражается затем как погрешность с достоверностью приблизительно 95 %.

3.2.1.2.3 Стабильность потока

Какой бы метод ни использовался, измерение расхода при приемочных испытаниях модели считается удовлетворительным, если расход постоянен или почти не изменяется в каждой режимной точке.

Большинство первичных методов требуют большого времени измерений, и позволяют получить только среднее значения расхода за это время. Таким образом, можно заметить факт изменения расхода между двумя замерами, но не величину этого изменения (2.3.2.3). Большинство вторичных методов,

перечисленных в 3.2.1.1.2, дает псевдо-мгновенные считываемые показания, которые должны усредняться для получения среднего значения расхода в точке, и которые могут обрабатываться графически и статистически для получения оценки характера и степени пульсации потока (3.1 и 4.2). Это еще одна причина того, что испытательный стенд должен предусматривать использование и первичных, и вторичных методов.

3.2.2 Первичные методы

3.2.2.1 Метод взвешивания

3.2.2.1.1 Принцип, положенный в основу метода

В ИСО 4185 излагаются требования, касающиеся измерительной аппаратуры, порядка применения, способа определения расхода и погрешностей, связанных с измерением. Из двух обычно использующихся методов – статического и динамического – настоящим стандартом рекомендуется статический метод взвешивания, заключающийся в отведении потока во взвешиваемую емкость в течение заданного интервала времени с последующим взвешиванием отведенного объема жидкости.

Метод взвешивания, который дает только осредненное значение расхода за интервал времени накопления соответствующего объема воды, может рассматриваться как наиболее точный метод измерения расхода. Калибровка взвешивающего устройства должна производиться периодически, но не реже одного раза в два года для механической взвешивающей балки и одно раза в год для взвешивающего механизма. Интервалы между калибровками могут быть увеличены, если при различных испытаниях устройство показывает стабильные результаты.

3.2.2.1.2 Погрешность измерений

Ошибка при методе взвешивания порождается процессами взвешивания, измерения времени наполнения мерного объема, определения плотности в зависимости от температуры жидкости, измерения температуры и перемещения отклонителя потока. При измерениях должна делаться поправка на плавучесть, учитывающая разницу между атмосферным давлением на взвешиваемую жидкость и контрольный груз, используемый для калибровки взвешивающего механизма. При качественном изготовлении, правильной эксплуатации и обслуживании оборудования системы измерения расхода систематическая погрешность измерения с надежностью 95 % должна лежать в пределах от ± 0,1 % до ± 0,2 %.

3.2.2.2 Объемный метод

3.2.2.2.1 Принцип, положенный в основу метода

В ИСО 8316 изложены требования, касающиеся измерительной аппаратуры, порядка измерений, способа расчета расхода и погрешностей, связанных с измерениями. Из двух обычно использующихся методов – статического и динамического – настоящим стандартом рекомендуется статический метод. Объемный метод имеет такую же точность, что и метод взвешивания, и так же позволяет получить только среднее значение расхода за интервал времени, отведенного для сбора соответствующего количества воды. Калибровка резервуара для измерения объема должна производиться периодически, но не реже, чем один раз в пять лет для бетонных резервуаров и один раз в три года для металлических резервуаров. Интервалы между калибровками могут быть увеличены, если при различных испытаниях устройство показывает стабильные результаты.

3.2.2.2.2 Погрешность измерений

Ошибка объемного метода порождается калибровкой резервуара, измерением уровня жидкости, измерением времени заполнения мерного объема (резервуара) и перемещением отклонителя. Резервуар проверяется на герметичность и, в случае ее нарушения, следует пользоваться поправками на протечки. При качественном изготовлении, правильной эксплуатации и обслуживании оборудования системы измерения расхода систематическая погрешность измерения с надежностью 95 % должна лежать в пределах от ± 0,1 % до ± 0,2 %.

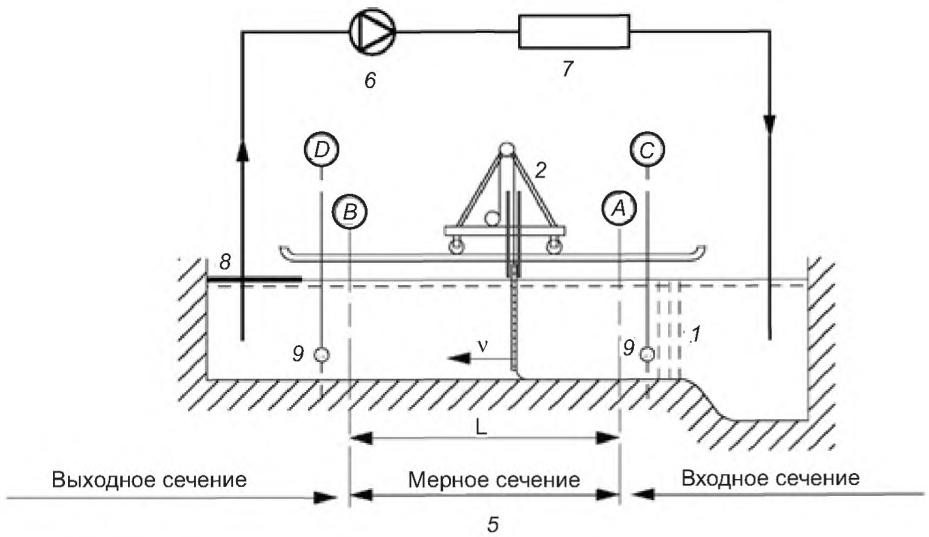
3.2.2.3 Метод подвижного экрана

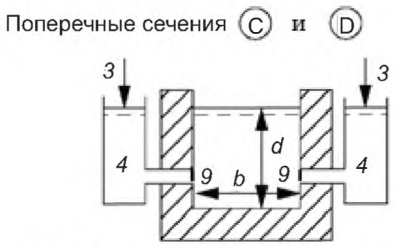
3.2.2.3.1 Принцип, положенный в основу метода

Принцип этого метода в определенной степени аналогичен объемному методу, потому что основан на определении перемещения объема воды в канале между поперечными сечениями A и B с помощью экрана, перемещающегося вместе с водой (см. рисунок 30). Расход рассчитывается по следующей формуле

$$V = b \cdot d \cdot L,$$

$$Q = \frac{V}{t} = b \cdot d \cdot \frac{L}{t}.$$





1 – выправляющие устройства; *2* – подвижные экран и тележка; *3* – измерение уровня воды; *4* – измерительный колодец; *5* – измерение времени перемещения; *6* – циркулярный насос испытательного контура; *7*– тарируемый расходомер испытательного стенда; *8* – пластинчатая крышка для уменьшения свободной водной поверхности; *9* – перфорированная пластина, заделанная в стене

Рисунок 30 – Метод измерения с помощью подвижного экрана

3.2.2.3.2 Измерительное оборудование

3.2.2.3.2.1 Канал

Измерительный канал должен быть прямым горизонтальным с прямоугольным сечением, точно калиброванным по всей длине перемещения экрана. Ширина и глубина канала должны быть такими, чтобы для диапазона измеряемого расхода скорость находилась в пределах 0,05–1 м/с. Водоснабжение канала должно гарантировать постоянное распределение скорости, свободное от водоворотов, асимметрии и чрезмерной турбулентности. Это может быть достигнуто посредством стабилизирующих устройств (перфорированные пластины, соты, и т.д.). В общую длину канала включаются:

- входное сечение, где экран вводится в воду, и достигается равномерность его перемещения;
- измерительное сечение, длина которого определяется очень точно;
- выходное сечение, где экран извлекается из потока.

Площадь поперечного сечения канала, соответствующая заданному уровню воды, определяется с помощью геометрических измерений. Все измеряемые размеры, должны периодически проверяться (рекомендуется делать это каждые пять лет). В экстремальных ситуациях нужно учитывать также изменения размеров в результате теплового расширения и напряжения под действием веса воды.

3.2.2.3.2.2 Экран

Экран, как правило, подвешивается к несущей платформе, перемещающейся по рельсам, установленным вдоль канала, или опирается на направляющие блоки, погруженные в жидкость. К использованию плавающего экрана желательно не прибегать. Экран изготавливается из легкого жесткого материала, устанавливается на легкой монтажной раме. Несущая платформа и экран в собранном виде должны быть максимально легкими, а трение должно быть сведено к минимуму или компенсировано с помощью двигателя таким образом, чтобы скорость экрана могла быстро сравняться со средней

скоростью воды, и чтобы экран перемещался плавно даже при наименьшей скорости. Введение экрана в канал не должно вызывать существенных ошибок измерения из-за появления ряби или волн, возникающих при погружении экрана в воду. Одним из способов решения этой проблемы является задание экрану при помощи электропривода скорости, равной скорости воды, прежде, чем экран будет опущен в воду. Зазор между экраном, стенками и основанием должен быть как можно меньше для минимизации утечки. Рекомендуется устанавливать гибкие монтажные уплотнения экрана при условии, что их трение незначительно или компенсируется двигателем.

3.2.2.3.2.3 Измерение времени перемещения

Время перемещения экрана должно быть измерено между двумя фиксированными точками, установленными в начале и конце мерного сечения. Проходя эти точки, экран приводит в действие электронный таймер через электромеханические, оптические или магнитные контакторы.

3.2.2.3.2.4 Измерение уровня воды

Уровень должен измеряться с помощью измерительных колодцев, расположенных в стенках с каждой стороны выше и ниже по течению мерного сечения до, во время и после перемещения экрана. Измерительные колодцы должны быть укомплектованы точечными измерительными приборами или высокоточными датчиками-преобразователями давления (для измерительной аппаратуры, 3.4).

Очень важно, чтобы на участке между передней и задней стороной экрана уровень воды поддерживался постоянным (например, в пределах 0,5 мм). Это показывает, что скорость перемещения экрана равняется скорости течения воды. Для повышения точности измерений нужно уменьшить колебания массы (например, в результате регулирования расхода) в калибровочном канале. Наблюдать такие колебания можно при максимальном уменьшении свободной поверхности воды ниже по течению мерного сечения. Тогда за колебаниями массы можно наблюдать как за изменениями уровня воды, который, таким образом, может использоваться в качестве индикатора стабильности условий измерения.

3.2.2.3.2.5 Контрольные проверки до и во время измерений

Перед началом измерений необходимо проверить постоянство уровня воды в канале. Постоянная скорость перемещения экрана является существенным условием исключения зыби и волн, которые могут существенно увеличивать погрешность измерений. Постоянство скорости перемещения экрана можно проверить с помощью нескольких вспомогательных реле, равномерно расположенных вдоль пути движения экрана для определения времени перемещения экрана внутри мерного сечения.

Проверка наличия протечек может быть сделана с помощью впрыскивания около уплотнений стенки и основания окрашенной жидкости. Незначительные возмущения потока перед и за экраном или малые протечки, особенно вблизи свободной поверхности, наблюдаются часто и не указывают на функциональный сбой аппаратуры. Интервал времени между двумя последовательными замерами должен быть достаточно большим, чтобы демпфировать возмущения в канале, вызванные предыдущим замером.

3.2.2.3.3 Погрешность измерений

Если установка изготовлена, обслуживается и эксплуатируется надлежащим образом, и если выполняются вышеизложенные требования, то можно добиться величины систематической погрешности измерения расхода (с надежностью 95 %) в пределах от ± 0,2 % до ± 0,3 %.

3.2.3 Вторичные методы

3.2.3.1 Общие требования

По согласованию сторон для измерения расхода могут использоваться различные типы расходомеров при соблюдении условий:

- выбранный прибор должен быть лучшего качества из имеющихся по повторяемости измерений и чувствительности к внешним факторам (окружающая температура, частота и напряжение питания и т.д.);
- расходомер и связанная с ним измерительная система должны быть калиброваны первичным методом в рабочих условиях (2.3.3.2.3 и 3.2.3.8);
- повторяемость измерений должна проверяться во всем диапазоне изменения расхода.

Для улучшения подготовки и проведения испытаний целесообразно использовать соответствующие стандарты и инструкции изготовителя, хотя их применение и не является обязательным. Типы наиболее часто используемых расходомеров описываются в 3.2.3.2–3.2.3.7.

3.2.3.2 Мерные водосливы

В стандарте рассматриваются только прямоугольные или треугольные остроконечные тонкопластинчатые мерные водосливы. Конструкция мерного водослива, его установка и условия измерения

напора на водосливе опубликованы в ИСО 1438-1, однако при нормативных коэффициентах расхода требуемая точность (измерений) не достигается (3.2.1.1.2). Кроме того, мерные водосливы очень чувствительны к любому изменению распределения скорости и состояния пластины (шероховатости входного торца, чистоте и заостренности кромки и т.д.).

Мерный водослив располагается на стороне низкого давления машины, поэтому необходимо следить за тем, чтобы в подводящем канале обеспечивалось стационарное течение жидкости (свободного от завихрений, возмущений на поверхности или значительного количества растворенного воздуха). Когда мерный водослив располагается на выходной стороне испытываемой машины, он должен быть достаточно удален от машины выхода канала, чтобы пузырьки воздуха успели выйти из воды прежде, чем вода дойдет до измерительного водослива. Иногда для обеспечения равномерного распределения скорости по всему поперечному сечению потока используются успокоительные решетки и отражатели. Возмущение поверхности или подводные течения и асимметрия любого вида должны быть устранены с помощью соответствующих экранов.

3.2.3.3 Приборы для измерения разности давления

В испытательных установках, в частности, тех, которые работают в замкнутом цикле без свободной поверхности воды, для измерения расхода используются диафрагмы, сопла или трубы Вентури. Устройство приборов измерения разности давления, его установка и эксплуатационные режимы описаны в ИСО 5167-1, однако при нормативных коэффициентах расхода требуемая точность (измерений) не достигается (3.2.1.1.2). Приборы дифференциального давления характеризуются высокой надежностью, однако очень чувствительны и создают значительные потери давления, особенно диафрагмы и сопла. Дифференциальное давление, созданное устройством, должно измеряться в соответствии с 3.3.4. Соединительные трубки между первичным прибором и манометром должны отвечать требованиям ИСО 2186. Необходимо обеспечить отсутствие кавитации.

3.2.3.4 Турбинные расходомеры

Турбинные расходомеры, в состав которых, как правило, входит выпрямитель потока, требуют наличия прямолинейного участка со стороны верхнего и нижнего бьефов, и вызывают незначительное возмущение потока, однако создают определенные потери высокого давления. Выходной сигнал, который представляет собой измерение частоты, прост для измерения, и достаточно точно измеряем. Необходимо следить за тем, чтобы подшипники поддерживались в хорошем состоянии, а лопасти турбины были чистыми. Калибровка должна проводиться не реже, чем после каждого технического обслуживания. Поскольку в условиях низкого давления на лопастях рабочего колеса может возникать кавитация, калибровка должна выполняться при самом низком испытательном давлении (3.2.3.8).

3.2.3.5 Электромагнитные расходомеры

Электромагнитные расходомеры являются предметом рассмотрения ИСО 6817 и ИСО 9104. Основные преимущества электромагнитных расходомеров заключаются в том, что они не создают возмущение потока, потерю давления и мало чувствительны к износу. Они выдают мгновенные значения расхода и, таким образом, особенно удобны для наблюдения пульсаций расхода. Для обеспечения точности измерений необходимо тщательно отслеживать любые сдвиги выходных сигналов электронных контуров и следить за состоянием поверхности электродов. Калибровка должна проводиться не реже, чем после каждого технического обслуживания.

3.2.3.6 Акустические расходомеры

Имеется несколько способов акустического измерения расхода. Для настоящего стандарта предпочтителен метод, основанный на измерении разности времени прохождения акустических колебаний по направлению потока и против потока измеряемого вещества, желательно по нескольким параллельным траекториям. Система сбора и обработки данных должна подтверждать правильность работы оборудование (отдельные измерения осредненной скорости вдоль каждой конкретной траектории, проверка скорости распространения звука, контроль пропорционального соотношения потерянных импульсов и т.д.). Более подробная информация об этом методе приведена в МЭК 60041. Могут использоваться и другие виды акустических расходомеров: фазовые, частотные, времяимпульсные, с колебаниями перпендикулярными потоку жидкости, допплеровские расходомеры и т.д. Достоинство акустических расходомеров – они не вызывают возмущений потока или потери давления, однако они чувствительны к распределению скорости, наличию в жидкости пузырьков газа и акустическим шумам. Их чувствительность к турбулентности и ограниченность возможности снятия мгновенных значении скорости не позволяют использовать их показания для оценки колебаний расхода.

3.2.3.7 Вихревые расходомеры

В основе принципа действия вихревого расходомера лежит явление образования вихря за препятствием, стоящим на пути потока. Частота образования вихрей при этом прямо пропорциональна скорости потока. В диапазоне чисел Рейнольдса коэффициент пропорциональности между частотой образования вихрей и скоростью потока практически не зависит от числа Рейнольдса. Хотя в распоряжении имеется много приборов подобного типа, однако практический опыт использования этого метода для измерения расхода все еще остается ограниченным, и этот метод должен использоваться с определенной осторожностью. На вихревые расходомеры влияет любая вибрация, что неизбежно приводит к ошибке в измерении частоты. Так как на теле вихревого расходомера возможно возникновение кавитации, его калибровка должна проводится при минимально возможном испытательном давлении (3.2.3.8).

3.2.3.8 Порядок калибровки

Любой прибор, используемый для измерения расхода вторичным методом, должен быть калиброван одним из первичных методов, описанных в 3.2.2. Калибровка должна проводиться без изъятия расходомера из испытательного контура или изменения условий потока на входе расходомера. Калибровка должна распространяться на расходомер и связанную с ним измерительную систему: диафрагму, соединительные трубки, датчик-преобразователь давления, силовое питание и систему сбора данных. Калибровка обычно должна проводиться в фактических рабочих условиях (давление, температура, качественный состав воды и т.д.), характерных для проведения испытаний. Если давление во время испытаний оказывается ниже, чем минимальное давление, развиваемое в разомкнутом контуре, используемом для калибровки, то следует показать, что калибровка расходомера не зависит от кавитации при данном пониженном давлении. Этого можно сделать, воспользовавшись двумя последовательно расположенными расходомерами, один из которых не воспринимает воздействие кавитации. Не разрешается проводить измерение расхода с помощью расходомера в условиях кавитации, даже если он калибрирован в тех же рабочих условиях, поскольку возникающие в потоке явления не воспроизводятся одинаково.

Калибровка должна проводиться по достаточному числу измеряемых точек, равномерно распределенных по всему диапазону изменения расхода, измеряемого во время испытаний. Это делается для более точной оценки разброса значений измеряемого параметра.

В большинстве случаев результат калибровки представляется в диапазоне $Q=CR^{\alpha}$, где R – выходной сигнал, выдаваемый вторичным расходомером; α – показатель степени, который известен из теории (α=1, если R – частота турбинного расходомера; α = 1/2, если R – дифференциальное давление трубы Вентури; α=3/2, если R – напор на прямоугольном мерном водосливе и т.д.);

C – коэффициент расхода, который может быть постоянным или переменным в метровом диапазоне колебаний.

Коэффициент расхода зависит от расхода, замеренного с помощью первичного метода, или в зависимости от соответствующего безразмерного коэффициента, свойственного тому или иному типу расходомера (число Рейнольдса для расходомеров в замкнутом контуре, число Фруда для мерных водосливов). Аппроксимация зависимости, заданной последовательностью точек измерений, определяется методами регрессионного анализа, например, методом наименьших квадратов. Руководство по построению калибровочной кривой и оценке связанных с этим погрешностей имеется в ИСО 7066, см. также приложение Н.

Вторичный расходомер обычно должен быть калиброван до и после испытаний (3.3.3.1.5). Если между двумя калибровками наблюдается значительная разница, то расходомер и связанная с ним измерительная система должны быть тщательно проверены на предмет обнаружения причины подобного расхождения, иначе испытание нужно будет забраковать.

Примечание – Стороны могут договориться считать относительное отклонение параметра $2(Q_1 – Q_2) / (Q_1 + Q_2)$, где Q_1 и Q_2 – измерения по вторичному расходомеру до и после испытаний одного и того же расхода, заданного на основании калибровки первичным методом, меньше допустимого значения, установленного перед испытаниями (например, 0,1 %).

Для проведения проверки и анализа данных нужно иметь хронологические записи о проведении калибровки расходомера. Если устойчивая тенденция не проявляются, то среднее значение всех измерений может оказаться лучшим приближением к истинному значению, чем среднее из значений до и после испытаний.

3.3 Измерение давления

3.3.1 Общие положения

В настоящем разделе рассмотрено только определение осредненного во времени значения давления. Измерения давления в гидравлическом оборудовании выполняются для того, чтобы определить:

a) гидравлические эксплуатационные характеристики, такие как:

- удельная гидравлическая энергия E (3.5.2 и 3.5.3);
- чистая положительная удельная энергия NPSE (3.5.4);

b) манометрическое давление или дифференциальное давление в различных точках проточной части модели для различных целей, например, для измерения расхода с использованием датчиков дифференциального давления (3.2.3.3) или для получения информации о:

- местном давлении;
- распределении давления;
- индексных испытаниях (значениях, которые должны быть пересчитаны на условия места).

Давление p измеряется как единичное манометрическое давление или дифференциальное давление в установившихся условиях.

3.3.2 Выбор сечения для измерения давления

Измерительные сечения обычно совпадают с контрольными сечениями. Возмущение потока в них должно быть минимальным. Контрольные сечения 1 и 2 на сторонах высокого и низкого давления, заданные в договоре, обычно отвечают этим требованиям. Однако в исключительных случаях, если распределение скорости в контрольном сечении значительно искажено, измерительное сечение должно быть перенесено в другое, максимально приближенное к контрольному сечению место, но с более равномерным полем скоростей. Плоскость измерительного сечения рекомендуется располагать перпендикулярно направлению потока. Его площадь, требуемая для расчета средней скорости воды, должна легко измеряться. Водовод, в котором располагается измерительное сечение, должен быть прямолинейным, хотя может слегка сужаться или расширяться.

3.3.3 Места отбора давления и соединительные линии

3.3.3.1 Число и расположение мест отбора давления

Для любой конфигурации сечения должны использоваться не менее двух пар противоположно расположенных мест отбора давления (четыре места отбора давления). Для круглого сечения четыре места отбора давления должны располагаться на двух взаимно перпендикулярных диаметрах. Места отбора давления не следует располагать вблизи наивысшей точки измерительного сечения (для исключения образования воздушных пузырей) и его низшей точки (для избегания влияния скопления грязевых наносов). Для некруглых сечений (в большинстве случаев – прямоугольных) места отвода не должны располагаться вблизи углов профиля. При расположении в верхней или нижней части сечения нужно избегать, как и для круглых сечений, образования воздушных пузырей или грязевых наносов.

Если режим течения жидкости не выдерживается или поле скоростей в сечении асимметрично, нужно предусмотреть использование более чем четырех мест отбора давления. Отдельные измерения средней величины давления, в одном и том же измерительном сечении, не должны отличаться друг от друга более чем на 0,5 % удельной гидравлической энергии машины, а для низконапорных машин, более чем на 20 % удельной кинетической энергии, рассчитанной по средней скорости в измерительном сечении (3.5.2.4) При этом оба рассмотренных случая относятся к режиму работы близкому к оптимальному. Если указанное требование не выполняется, то стороны должны договориться о необходимости:

- выбора другого места для расположения сечения;
- выполнять оценку распределения удельной кинетической энергии в измерительном сечении в соответствии с 3.5.2.4;
- принятия этого отклонение и арифметически прибавлять эту дополнительную погрешность к измеренной погрешности в удельной гидравлической энергии E (3.5.2.5 и J.2.3).

3.3.3.2 Подготовка мест измерения давления

Места отбора давления должны быть оснащены вставками из некорродирующего материала. На рисунке 31 показаны типовые вставки, которые должны быть установлены заподлицо со стенкой трубопровода. Цилиндрическое отверстие отвода давления должно иметь диаметр от 2 до 4 мм и минимальную длину l, равную не менее двум диаметрам. Она должна быть перпендикулярна стенке трубопровода, и лишена заусенцев или неровностей, которые могут создавать местные потери. Края отверстий

должны быть острыми или скругленными с радиусом r ≤ d/4. Цель скругления состоит в устранении возможных заусенцев. Поверхность трубы должна быть гладкой и не изогнутой в направлении потока на расстоянии не менее 100 мм вверх и вниз по течению от отверстия.

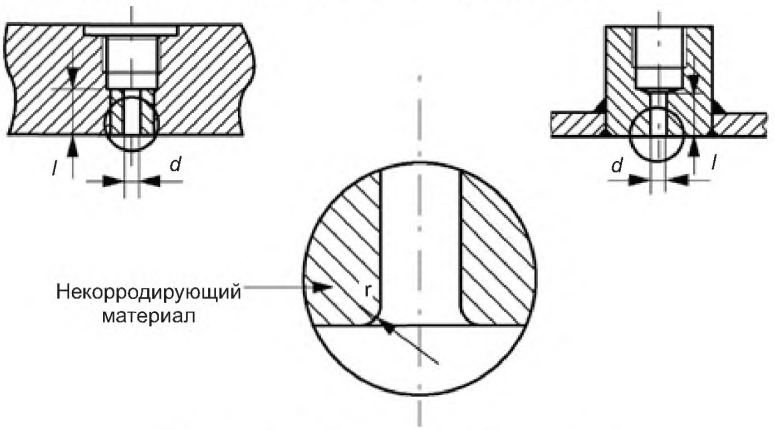
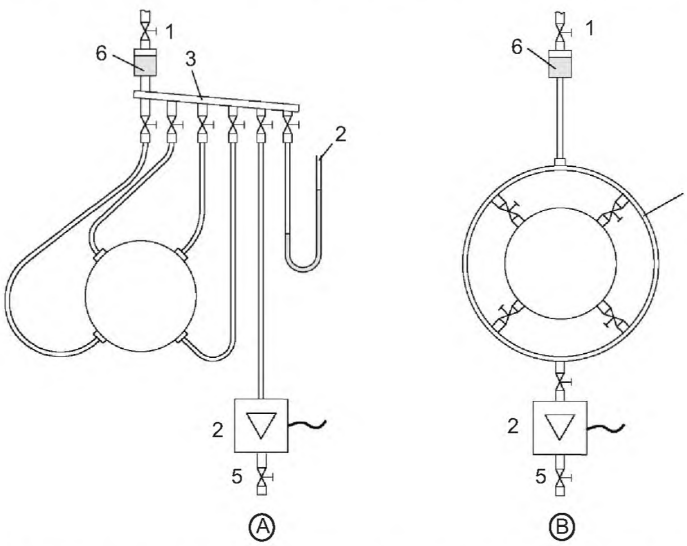


Рисунок 31 – Примеры мест отбора давления

3.3.3.3 Датчик трубопроводов

Отводы для отбора давления могут выполняться в виде коллекторов (см. рисунок 32), однако каждый отвод должен быть укомплектован отдельным клапаном, чтобы можно было считывать отдельные показания приборов. Диаметр соединительных трубок должен составлять не менее двух диаметров отверстия отвода и быть не менее 6 мм. Диаметр коллектора (или кольцевого коллектора, см. рисунок 32b) должен составлять минимум три диаметра отвода. Соединительные трубки должны иметь одинаковую длину с уклоном в сторону пьезометра или манометра без промежуточных изгибов, в которых может скапливаться воздух. Для удаления воздуха во всех верхних точках должны быть предусмотрены клапаны с газо-коллекторной камерой. Рекомендуется использовать прозрачные пластиковые трубки, в которых легко увидеть пузырьки воздуха, предназначенные для измерения давления в широком диапазоне его значений. Однако в случае пульсаций давления следует учесть демпфирующий эффект, присущий пластиковым трубкам (3.3.3.4). Протечки в манометрических соединениях не допускаются.



A – Индивидуальное. B – Присоединение к кольцевому присоединение к коллектору коллектору
1 – вентиль; 2 – патрубок для измерения давления; 3 – коллектор; 4 – кольцевой коллектор; 5 – слив; 6 – газосборная камера

Рисунок 32 – Типы коллекторов измерения давления

3.3.3.4 Демпфирующие устройства

Все измерения проводят при установившихся условиях.

В некоторых диапазонах изменения параметров режима (низкие значения Q, σ и т.д.) колебаний избежать нельзя. Тогда необходима установка демпфирующих устройств при условии, что проходящий через него поток ламинарен и имеет одинаковое сопротивление в обоих направлениях, чем гарантируется линейность изменения вязкого сопротивления. Это можно обеспечить при помощи капиллярной трубы определенной длины с отверстием диаметром 1 мм или специально разработанного клапана. Демпфирующие устройства могут быть изготовлены из длинных пластмассовых труб. Дополнительное демпфирование достигается в воздушном или уравнительном резервуаре, присоединенном к линии передачи давления. Не рекомендуется пользоваться для этих целей диафрагмой, потому что это может внести ошибку вследствие нелинейности демпфирования. Вокруг любого дроссельного устройства должен быть предусмотрен байпас, клапан которого должен быть открыт все время, кроме промежутка времени, в течение которого снимаются показания. Не разрешается изгибать, зажимать соединительные трубки или вставлять любые асимметричные дроссельные устройства (например, клапаны).

3.3.4 Аппаратура для измерения давления

3.3.4.1 Типы аппаратуры

Аппаратуру измерений давления можно разделить на:

- контрольно-измерительную аппаратуру первичного измерения – жидкостные манометры (3.3.4.2), грузопоршневые манометры (3.3.4.3) и манометры с нажимными коромыслами (3.3.4.4), ведущую измерения первичных физических величин (длины, массы и т.д.) и не нуждающуюся в калибровке;
- контрольно-измерительную аппаратуру вторичных измерений – датчики давления (3.3.4.5), пружинные манометры (3.3.4.6) и другая аппаратура, которая должна калиброваться по аппаратуре первичного измерения, используемой в качестве эталона.

Современная измерительная аппаратура интегрирована в автоматическую систему сбора и накопления данных, что требует учета качества ее работы. Иногда аппаратура первичных и вторичных измерений используется совместно. Физические принципы работы и примеры испытательных систем с разными контрольно-измерительными приборами описываются в последующих разделах.

3.3.4.2 Жидкостные манометры (первичная аппаратура)

Жидкостные манометры используются для измерения низкого давления или небольших перепадов давления (примерно до $5 \cdot 10^5$ Па, если в качестве рабочей жидкости используется ртуть). В основном используются водяные или ртутные манометры (см. рисунки 33a, 33b и 33c). В некоторых случаях используются другие жидкости с известной плотностью. Давление, измеренное жидкостным манометром, определяется следующим образом $p = \rho \cdot g \cdot h$, где h – высота столба жидкости; ρ – плотность жидкости в манометре, определенная при температуре этой жидкости. Для снижения влияния капиллярных эффектов внутренний диаметр трубки водяного манометра должен быть не менее 12 мм. Для ртутных манометров диаметр трубки должен быть не менее 8 мм. Распространенными типами жидкостных манометров для измерения давления или перепада давления (дифференциального давления) являются:

a) манометр с одной шкалой (напорная трубка)

- чашечный ртутный манометр с трубкой (рисунок 33a). Если манометр калиброван для изменения уровня h_1 в чашке, то нужно считывать только высоту h_2 по отдельной шкале;
- уровень воды (напорная трубка) (рисунок 33b).

b) обычная U-образная трубка (рисунок 33c).

Высота столба жидкости в двух коленах должны записываться одновременно посредством оптического считывания. Какая бы комбинация жидкости ни использовалась, надо учитывать точные значения плотности обеих жидкостей в манометре; значения ρ, ρ_{Hg} и ρ_a приведены в приложении B.

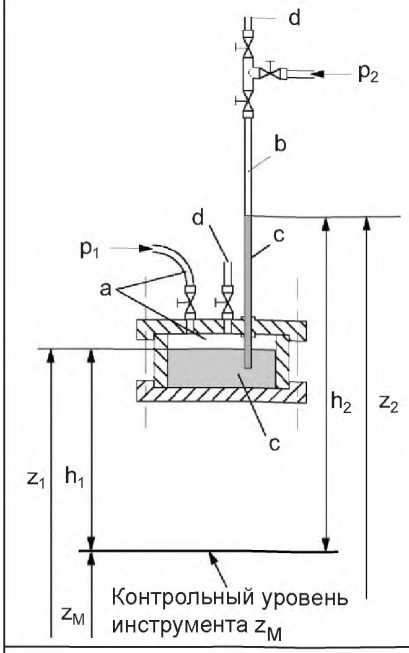
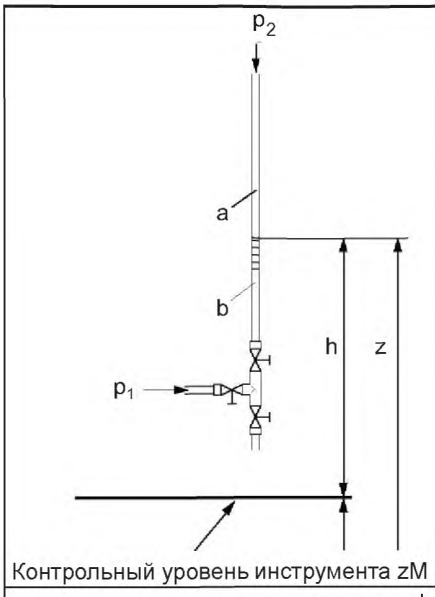
Манометр	Давление измерительного прибора $p_2=p_{amb}$	Дифференциальное давление $p_2 \neq p_{amb}$
	$p=p_{abs} - p_{amb}$	$\Delta p=p_1 - p_2$
	p_M – давление на контрольном уровне инструмента $p_M= g [c_{Hg}(h_2 - h_1)+\rho h_1]$ $h_1=z_1 - z_M$ $h_2=z_2 - z_M$ a – вода b – воздух c – ртуть d – вентиль	$\Delta p= g (c_{Hg} - c)(h_2 - h_1)$ $\Delta p= g (c_{Hg} - c)(z_2 - z_1)$ a – вода b – вода c – ртуть d – вентиль
a – Чашечный манометр с трубкой		
	$p_M= g\rho h$ $h=z - z_M$ a –воздух b –вода	Не применяется
b – Водная колонка (напорная трубка)		

Рисунок 33 – Жидкостный манометр (пример экспериментальной установки). Лист 1

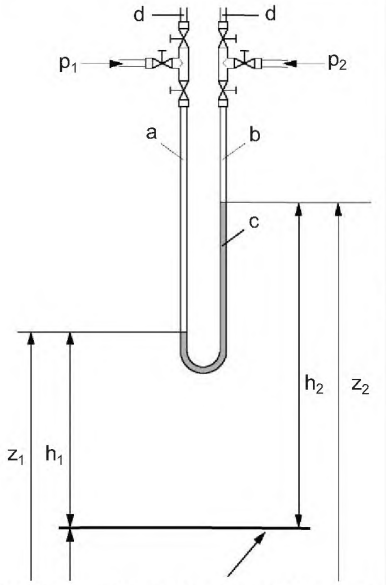
Манометр	Давление измерительного прибора $p_2=p_{amb}$	Дифференциальное давление $p_2 \neq p_{amb}$
	$p=p_{abs} - p_{amb}$	$\Delta p=p_1 - p_2$
 Контрольный уровень инструмента z_M	p_M –давление на контрольный уровень инструмента $p_M= g[c_{Hg}(h_2-h_1)+\rho h_1]$ $h_1=z_1 - z_M$ $h_2=z_2 - z_M$ a –вода b –воздух c –ртуть d –вентиль	$\Delta p= g(c_{Hg} - c)(h_2 - h_1)$ $\Delta p= g(c_{Hg} - c)(z_2 - z_1)$ a –вода b –вода c –ртуть d –вентиль
c – U-образная трубка		

Рисунок 33 – Жидкостный манометр (пример экспериментальной установки). Лист 2

3.3.4.3 Грузопоршневые манометры (первичная аппаратура)

Грузопоршневые манометры (также называемые поршневыми манометрами) могут быть простого или дифференциального типа. Область их применения зависит от эффективной площади поршня A_e и чувствительности механической части поршневой системы, передающей измеряемое давление. Для низкого давления или малого перепада давления, используются поршни с большой эффективной площадью A_e (например, $A_e \approx 0{,}0005$ м^2, для давления менее $3 \cdot 10^4$ Па) и наоборот (например, $A_e \approx 0{,}0001$м^2 для давления более $2 \cdot 10^5$ Па). Эффективный диаметр поршня d_e может быть определен как среднеарифметическое значение диаметра d_p поршня и диаметра отверстия d_b: $d_e=(d_b+d_p)/2$. Этот манометр может использоваться для определения давления без калибровки, если $(d_b - d_p)/(d_b+ d_p) \leq 0{,}001$. Давление p, измеренное в нижней части поршня грузопоршневого манометра, загруженного массой m определяют по следующей формуле

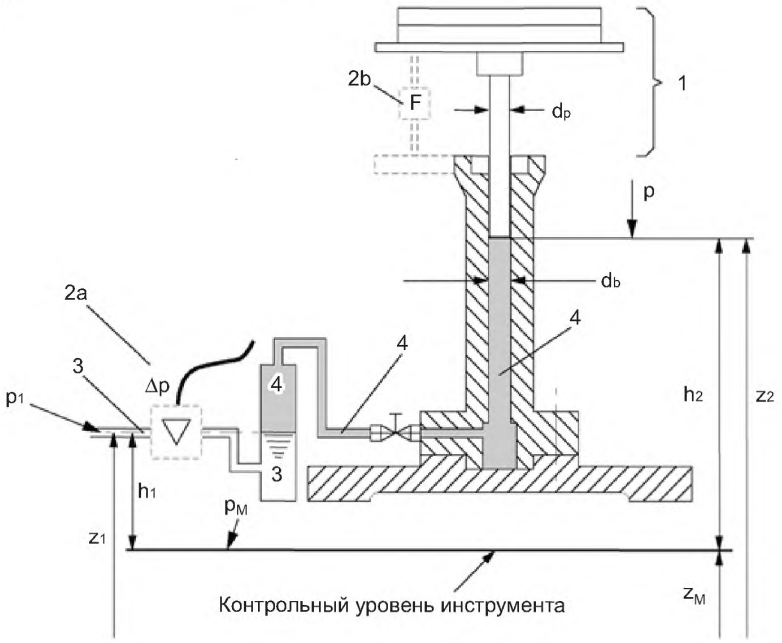
$$p = \frac{(gm)}{A_e} = \frac{(4gm)}{\left(\pi d_e^2\right)}.$$

Грузопоршневые манометры должны отвечать следующим основным требованиям:

- эффективный диаметр поршня d_e должен определяться с относительной погрешностью $f_{de}<5\times10^{-4}$;
- трение поршня и цилиндра должно быть исключено за счет медленного поворачивания поршня ($0{,}25$ с$^{-1} \leq n \leq 2$ с$^{-1}$), а цилиндр должен быть наполнен соответствующей жидкостью, обычно маслом малой вязкости ($\nu \approx 10^{-5}$ м^{2}с$^{-1}$);
- ось поршня должна располагаться вертикально. Масса всех частей манометра (грузы, поршень, взвешивающая платформа и т.д.) должна быть калиброваны. При использовании системы получения и накопления данных рекомендуется применять схему, в которой объединены грузопоршневой манометр с датчиком давления или силы (см. рисунок 34).

Корректирующая кривая для этих схем должна определяться либо с помощью их контрольной проверки в сравнении с калиброванным грузопоршневым манометром без компенсирующих

приспособлений, либо с помощью загрузки взвешивающей платформы при постоянном давлении дополнительными небольшими грузами, имеющими калиброванную массу, при условии, что индикатор компенсатора показывает ноль. Грузопоршневые манометры вышеописанного типа совместно с датчиками или взвешивающими элементами предпочтительны для применения в автоматической системе сбора и накопления данных. В нормативных условиях чувствительность грузопоршневого манометра составляет менее 0,002 кг, т.е. менее $(0,02/A_e)$ Па (например, при A_e= 0,0002 м^2, чувствительность составляет 100 Па).



$$h_1 = z_1 - z_M; h_2 = z_2 - z_M; p = (4mg)/(\pi d^2_e); d_e = (d_b + d_p)/2$$

1 – фактическая масса; 2a – датчик дифференциального давления; 2b – датчик силы; 3 – вода; 4 – масло
Рисунок 34 – Грузопоршневой манометр с компенсацией датчика давления или датчика силы

Случай a: компенсация за счет датчика дифференциального давления

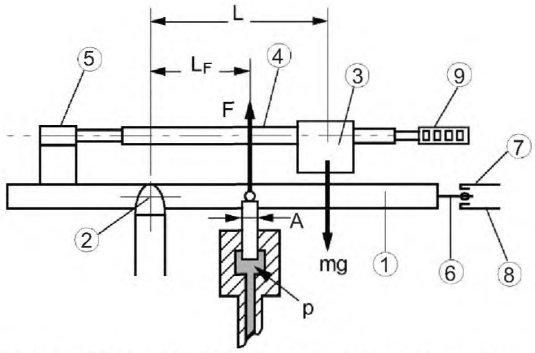
$$p_M = p_1 + \rho g \cdot h_1 = p + \rho_{oil} g (h_2 - h_1) + \rho g h_1 + \Delta p .$$

Случай b: компенсация за счет датчика силы

$$p_M = p_1 + \rho g \cdot h_1 = p + \rho_{oil} g (h_2 - h_1) + \rho g h_1 + (4F)/(\pi d^2_e) .$$

3.3.4.4 Манометры с нажимными коромыслами (первичная аппаратура)

Модифицированный грузопоршневой манометр – манометр с нажимным коромыслом, который состоит из весоизмерительного коромысла, установленного на гладком стержне, и подшипника на одном или более поршневом манометре или дифференциальном поршневом манометре. Сила, действующая со стороны поршня манометра, уравновешивается бегунком, двигающимся вдоль весоизмерительного коромысла (рисунок 35). Управление весоизмерительным коромыслом и бегунком может быть ручным или автоматическим. Манометры с нажимными коромыслами, хотя и относятся к первичной аппаратуре, но в отдельных случаях требуют калибровки.



1 – весоизмерительное коромысло; 2 – гладкий стержень; 3 – бегунок (масса, кг); 4 – винтовой нутромер; 5 – сервомотор; 6, 7 и 8 – электрические контакты; 9 – счетчик оборотов для определения L; $p=(mgL)/(AL_F)$; A – площадь сечения поршня; p – измеряемое давление; F = pA – усилие, действующее на измерительное коромысло

Рисунок 35 – Манометр с нажимными коромыслами (пример экспериментальной установки)

3.3.4.5 Датчики давления (вторичные)

Датчики давления представляют собой электромеханические устройства, в которых механическое усилие, создаваемое давлением, преобразуется в электрические сигналы. Хотя датчики давления используются также и для измерения пульсаций давления, в настоящем подпункте рассматриваются только измерения статического давления в установившихся условиях для получения среднего значения. В зависимости от измеряемого давления выбирается соответствующий диапазон для датчика давления. Некоторые преимущества использования датчиков давления:

- простота присоединения к электронной системе сбора и накопления данных;
- малый расход жидкости через точки отбора давления и быстрый и точный отклик;
- средние значения пульсирующего давления или дифференциального давления, а также записи переходных процессов легко регистрируются благодаря использованию имеющегося электронного оборудования.

Датчики давления должны иметь следующие характеристики:

- достаточную устойчивость калибровки;
- высокую степень повторяемости измерений, пренебрежимо малый гистерезис;
- малый дрейф нуля и низкую температурную чувствительность;
- отсутствие искажения при отборе давления.

Для того чтобы при включении фильтра удостовериться в отсутствии искажения, следует провести проверку работы электронного оборудования с фильтром и без него. Система датчиков давления в целом должна быть калибрована в условиях, совпадающих с условиями испытаний. Точность датчика определяется, главным образом, точностью калибровки. Калибровка выполняется с использованием первичной аппаратуры, например, посредством грузопоршневого манометра, который позволяет проверять измерения датчика в любое время в ходе испытаний. Для уменьшения систематической погрешности рекомендуется установить две аналогичные системы датчиков и во время испытания снимать показания с обеих одновременно. Системы датчиков должны быть проверены до и после испытаний, и, если эти системы будут давать отсчеты, которые различаются больше, чем на величину их систематической погрешности, нужно провести их проверку на первичной аппаратуре.

3.3.4.6 Пружинные манометры (вторичные)

В качестве чувствительного элемента в пружинных манометрах используются трубчатые одновитковые или многовитковые пружины, гармониковые (сильфонные), коробчатые и плоские мембраны. Тип пружинного манометра выбирается в зависимости от величины измеряемого давления. При выборе согласуются условия его использования: точность, измерительный диапазон (обычно от 60 % до 100 % полной шкалы) и калибровка по первичной аппаратуре до и после испытаний.

3.3.5 Калибровка аппаратуры для измерения давления

3.3.5.1 Общая процедура калибровки

Как уже говорилось, давление, измеряемое с помощью вторичных приборов (пружинных манометров или датчиков), должно быть калибровано. Эта процедура выполняется путем сравнения показаний поверяемой аппаратуры с данными первичных приборов (3.3.4.2 и 3.3.4.3) или сравнением со

статическим давлением, создаваемым столбом воды со свободной поверхностью, как это описывается в 3.3.5.2, или на основе действующего стандарта. Для подтверждения отсутствия влияния помех на усреднение значений измеряемого давления проводится калибровка при помощи генератора пульсирующего давления переменной частоты и известного осредненного значения давления.

3.3.5.2 Сравнение манометрического давления со статическим давлением, создаваемым столбом воды со свободной поверхностью

До, после или во время приемочных испытаний показания датчика давления p_M могут сравниваться со статическим давлением столба воды со свободной поверхностью с учетом веса воды в воздухе при нулевом расходе $p=(\rho-\rho_a)g\cdot\Delta z$.

3.3.6 Вакуумные измерения

3.3.6.1 Общие требования

Для измерений уровня вакуума могут использоваться правила 3.3.2–3.3.4, за исключением положений, изложенных в 3.3.6.2.

3.3.6.2 Жидкостные вакуумметры

В жидкостных вакуумметрах в измерительном колене применяется жидкость с известной плотностью и малым давлением пара с тем, чтобы не нарушать вакуум Трубка должна быть либо полностью заполнена водой или должна быть прозрачной для наблюдения за уровнем воды. Заполненные водой трубки между измерениями должны тщательно и часто промываться, чтобы удалить любой воздух, проходящий через зазоры или через место отбора давления, а температура воды в колене должна быть такой же, как в трубопроводе. Весь трубопровод и его соединения должны быть воздухонепроницаемыми (лишенные утечки). В качестве труб могут использоваться гибкие шланги, если они достаточно тверды, чтобы избежать искажения от действия давления внешней среды. Прозрачный пластмассовый шланг очень удобен для наблюдения воздушных пузырей.

3.3.7 Погрешности при измерении давления

Ожидаемые оценки абсолютных систематических погрешностей e_p с вероятностью 95 %:

- для жидкостных манометров:
  ртуть/вода − от ± 50 до ± 300 Па;
  вода/воздух − от ± 10 до ± 50 Па;
- грузопоршневые манометры − ± (1−3) 10^{-3} p;
- манометры с нажимными коромыслами − ± (2 − 5)10^{-3}p;
- пружинные манометры − ±(3−10)·$10^{-3}p_{max}$ (максимальное показание прибора);
- датчики давления − ±(1− 5) $10^{-3}p_{max.}$

3.4 Измерение уровня свободной поверхности воды

3.4.1 Общие положения

Определение удельной гидравлической энергии модели турбины в соответствии с 3.5.1.2 зависит от давления в проточной части. На испытательных стендах со свободным и постоянным уровнем воды удельная гидравлическая энергия определяется на основе уровня свободной поверхности воды (3.5.5.3.3). Измерение уровня свободной поверхности воды необходимо также для некоторых методов измерения расхода (3.2.2.2, 3.2.2.3 и 3.2.3.2)

3.4.2 Выбор измерительных сечений уровня воды

Измерительное сечение уровня свободной поверхности воды должно удовлетворять следующим требованиям:

a) при отсутствии особых условий подобия модель необходимо расположить так, чтобы поток не имел возмущений. Свободная поверхность воды в измеряемых сечениях должна быть спокойной;

b) область определения средней скорости потока должно быть четко установлена, чтобы ее можно было легко измерить.

3.4.3 Число точек в мерном сечении

Измерение уровня свободной поверхности воды должно быть сделано не менее чем в двух точках в каждом измерительном сечении или в качестве свободного уровня воды принимается среднего значение замеров, сделанных в связанных с ней резервуарах.

3.4.4 Измерительная аппаратура

Обычно уровень свободной поверхности воды измеряется с контрольного уровня z_M прибора, который посредством высокоточного измерительного устройства устанавливается относительно других контрольных уровней. Уровень свободной поверхности воды не измеряется непосредственно, а измеряется в успокоительном колодце, соединенном с измерительным сечением, как показано на рисунке 36.

3.4.4.1 Точечный манометр

Точечные манометры (см. рисунок 37) могут использоваться для определения уровня спокойной воды, предпочтительно в успокоительных колодцах или непосредственно в потоке (если свободный уровень воды не изменяется). Для индикации контакта с водой могут использоваться электрические, оптические или другие датчики, если они калиброваны по прямому визуальному методу.

3.4.4.2 Поплавковый указатель уровня

Поплавковые указатели применяются тогда, когда уровень воды сильно колеблется. Диаметр поплавка должен быть не менее 150 мм. Минимальный диаметр успокоительного колодца должен составлять 200 мм. Чувствительность манометров должна быть в пределах 1 мм при ручной подстройке с разрешением ± 0,001 м.

3.4.4.3 Устройства измерения давления

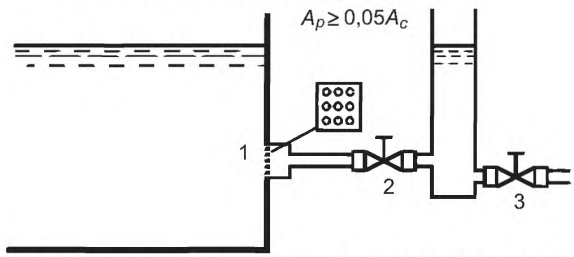
Для измерения уровня свободной поверхности воды могут использоваться погружные датчики давления и другие устройства, включая жидкостные манометры (напорные трубки). Показания приборов необходимо проверять вне измеряемого потока.

3.4.4.4 Барботер со сжатым воздухом

Уровень свободной поверхности воды может также быть определен посредством давления внутри трубки, заполненной сжатым воздухом, так называемой газовой продувки.

3.4.4.5 Другие методы

Могут использоваться и другие методы, например, ультразвуковые и емкостные, если они обеспечивают необходимую точность измерения (3.4.5).



1 – перфорированная пластина, заделанная заподлицо со стенкой; *2* –разъединительный клапан; *3* – промывочный клапан; A_p – общая площадь поперечного сечения перфорации

Рисунок 36 – Успокоительный колодец

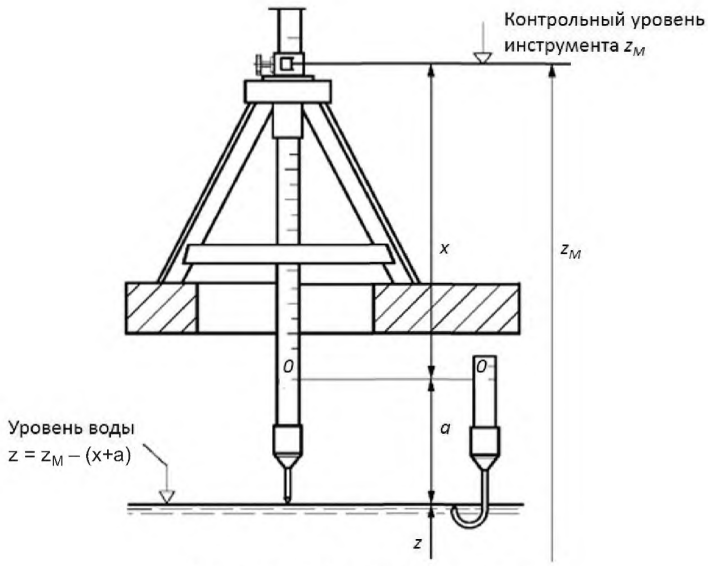


Рисунок 37 – Точечный манометр

3.4.5 Погрешности измерения уровня свободной поверхности воды

Ниже приводится величина абсолютной систематической погрешности e_z, на доверительном уровне 95 %, которые допускаются в спокойной воде и скорости менее или равной 1,0 м/с (нижнее значение погрешности относится к скорости, близкой к нулю):

- точечные манометры ± (0,001 − 0,003) м;
- поплавковые указатели уровня ± (0,001 − 0,003) м;
- погружные датчики давления ±(0,5 − 5) $10^{-3}z_{max}$, где z_{max} – максимальное значение измеряемого параметра;
- барботер со сжатым воздухом ± (0,001 − 0,003) м;
- ультразвуковые устройства ± (0,002 − 0,010) м.

В местах с высокой турбулентностью потока и скоростью v> 1,0 м/с например на выходе отсасывающей трубы турбины, погрешности могут быть значительно больше.

3.5 Определение E и NPSE

3.5.1 Общие положения

3.5.1.1 Предмет

Удельная гидравлическая энергия E турбины определяется в ходе каждого модельного испытания, а чистая положительная удельная энергия NPSE определяется при необходимости. Данными для определения E и NPSE являются средние значения измерений при стационарном течении жидкости. Формулы для их расчета приведены в 1.3.3.6. В приложении C приведен вывод формулы для определения E.

3.5.1.2 Метод определения

Для определения удельной гидравлической энергии, действующей на модель машины, необходимо оценить удельную энергию воды в контрольных сечениях высокого и низкого давления. Для чистой положительной удельной энергии удельная энергия воды оценена в контрольном сечении низкого давления относительно заданного уровня. Абсолютное давление, средняя скорость и уровень должны быть определены в контрольном сечении, в особенности на стороне низкого давления, где давление должно быть измерено в пределах отсасывающей трубы. В некоторых видах специального модельного испытательного оборудования можно согласовывать выбор измерительных сечений, расположенных близко насколько возможно к соответствующему контрольному сечению, или даже заменить измерения давления измерениями уровня свободной поверхности воды. Измерение давления описано в 3.3, измерение уровня свободной поверхности воды, хотя оно редко используется для модельных испытаний, описано в 3.4.

3.5.1.3 Установившийся режим и число измерений

Измерения, необходимые для определения удельной энергии, должны быть сделаны равномерно и в установившемся режиме, как сказано в 2.3.2.3.1. Число показаний и интервалы между ними должны давать достаточно хорошее приближение к среднему значению, принимая во внимание производительность системы сбора и накопления данных (2.3.2.3 и 3.1).

3.5.2 Определение удельной гидравлической энергии E

3.5.2.1 Измерительные сечения

3.5.2.1.1 Общие положения

Основные условия получения точного значения удельной гидравлической энергии указаны в 3.5.1.2. Требования к выбору сечения для измерения давления можно найти в 3.3.2.

3.5.2.1.2 Сдвиг измерительных сечений

При приемочных испытаниях модели измерения обычно проводятся в контрольных сечениях машины, указанных в договоре. В исключительных случаях измерительные сечения могут отличаться от контрольных сечений. К таким случаям относится нарушение сплошности течения жидкости, вызванное режимом работы машины или гидравлическими условиями в контрольном сечении. Перенос измерительного сечения определяется в договоре по соглашению сторон. В таких случаях компоненты, влияющие на поток, могут быть смоделированы, если это согласовано в договоре.

Примеры

1 Для насосов измерительное сечение высокого давления должно быть перенесено, если давление и распределение скорости в этом сечении таковы, что вычисление среднего значения удельной гидравлической энергии приводит к существенным ошибкам. Измерительное сечение, находящееся в нескольких диаметрах от насоса увеличит надежность измерения.

2 Для турбин измерительное сечение требует переноса, если оно находится вблизи дискового затвора, который установлен близко к контрольному сечению высокого давления.

3.5.2.1.3 Поправка удельной гидравлической энергии для сдвинутых измерительных сечений

Если измерительное сечение не совпадает с контрольным сечением, следует учитывать потери удельной гидравлической энергии между ними, а также направление течения жидкости относительно этих сечений. Оценка потерь может быть основана на теоретических знаниях и/или на практическом опыте. Решение о переносе измерительного сечения должно быть принято в случае, если погрешность, вносимая вычислением потерь, будет меньше, чем погрешность измерения, вносимая неудовлетворительными условиями измерений в контрольном сечении.

3.5.2.2 Контрольные уровни

3.5.2.2.1 Контрольный уровень

Все высоты должны быть отнесены к одной опорной величине, например, контрольный уровень испытательного стенда или контрольный уровень машины. Пример главных возвышений и высот показан в рисунке 38.

3.5.2.2.2 Разница высот

Очень важно установить точную разницу возвышений. Самая важная разница возвышений для модельных испытаний – разница между контрольным уровнем машины z_r и контрольным уровнем давления измерительного прибора z_M $Z_{rM} = z_r – z_M$. Если контрольный уровень всех измерительных приборов давления является тем же самым и если оно взято в качестве контрольной величины, тогда $Z_{rM} = z_r$ (см. рисунок 38).

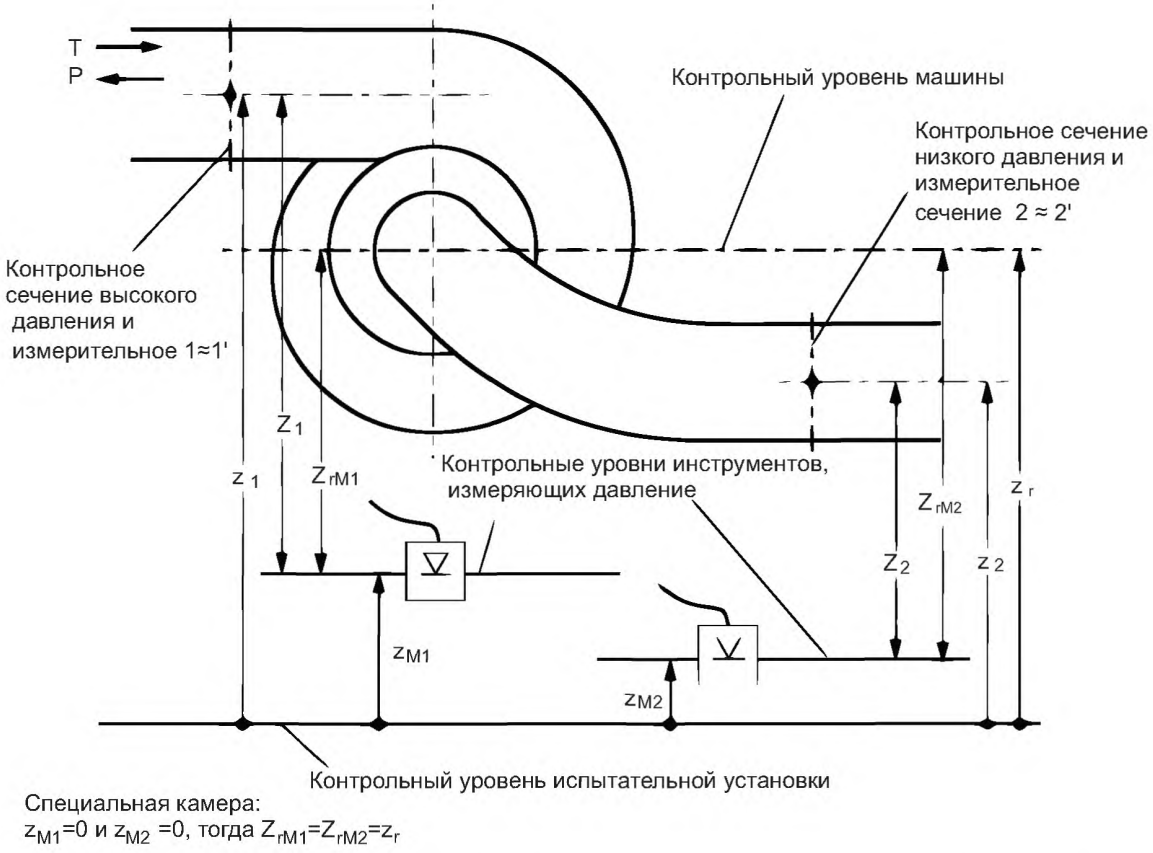


Рисунок 38 – Основные уровни измерений и контрольные уровни испытательной установки и модели машины

3.5.2.3 Плотность воды (2.5.3)

Из определения удельной гидравлической энергии машины плотность воды $\bar{\rho}$ олжна быть вычислена как среднее значение плотности, измеренной в двух контрольных сечениях. Так как разница температуры между входным и выходным сечениями машины невелика, то для вычисления плотности $\bar{\rho}$ может использоваться температура воды в контрольном сечении низкого давления. Для определения E или H=E/g значения плотности дистиллированной воды (2.5.3.1.3 и таблица B.2) могут использоваться в качестве плотности воды ρ_w, потому что:

a) плотность воды ρ_{wa} в модельном испытательном оборудовании мало отличается от плотности дистиллированной воды ρ_{wd} (отклонение менее чем 0,05 % (2.5.3.1.3));

b) гидравлическая мощность $P_h=E(\rho Q)_1$, как главный гидравлический показатель для определения эффективности, только во вторую очередь зависит от плотности, если удельная гидравлическая энергия модели машины рассчитана на основе измерения давления (см. упрощенные формулы в 3.5.3.2.1 и 3.5.3.2.2 и объяснение в приложении D). В особых случаях плотность ρ_{wa} используемой воды необходимо определить (3.5.3.1.2).

3.5.2.4 Удельная кинетическая энергия

В соответствии с соглашением удельная кинетическая энергия в контрольном сечении определяется средней по скорости воды, перпендикулярной плоскости сечения, и определяется как $e_c=v^2/2$. Средняя скорость v является фактическим расходом, проходящим через контрольное сечение, разделенное на область того же самого контрольного сечения[1)]. Эта область должна быть измерена после

[1)] Удельная кинетическая энергия при скорости v_i потока жидкости в заданном сечении рассчитывается как $e_{c,j}=v_i^2/2$. Среднее значение определенной кинетической энергии потока, проходящего через поперечное сечение A со средней осевой скоростью v, может быть выражено как $e_c=\alpha v^2/2$, а коэффициент кинетической энергии α может быть определен как (см. ИСО 4006) $\alpha = \int_A v^2 \cdot v_{zi} \cdot dA / v^3 \cdot A$,

где v_{zi} – меридиональная составляющая v_i.

проверки подобия модели. То же самое соглашение применяется, когда измерительное сечение отличается от контрольного сечения в пределах машины.

3.5.2.5 Погрешность при определении удельной гидравлической энергии E

Определение E должно проводиться для каждого метода в соответствии с описанными в 3.5.3 примерами. В J.2.3 рассматривается относительная систематическая погрешность f_E (см. рисунок 39).

Чтобы объяснить эффект неравномерного распределения давления в измерительных сечениях (3.3.3.1), общая погрешность $f_{\Delta E}$ арифметически прибавляется к общей относительной погрешности

$$f_E: f_{Ecorr.} = f_E + f_{\Delta E}.$$

3.5.3 Упрощенные формулы для расчета E

3.5.3.1 Общие положения

Как показано в приложении C, общая формула, приведенная в 1.3.3.6 – это удобное приближение точного выражения для удельной гидравлической энергии машины. В каждом конкретном случае возможны дальнейшие упрощения, также могут применяться приближения, когда, например, сжимаемость воды или разница в внешнем давлении между сечениями 1 и 2 ничтожно малы.

Можно предположить, что ускорение свободного падения и давление окружающей среды являются постоянными в течение всего периода испытаний

$$\bar{g} = g_1 = g_2 = g \quad \text{и} \quad p_{amb1} = p_{amb2} = p_{amb}.$$

В этом пункте рассматриваются только упрощенные формулы, которые характерны для описанных измерительных установок. Однако упрощенные формулы не должны использоваться для различных установок без тщательного изучения возможности их использования.

3.5.3.2 Определение E по измерению давления (3.3)

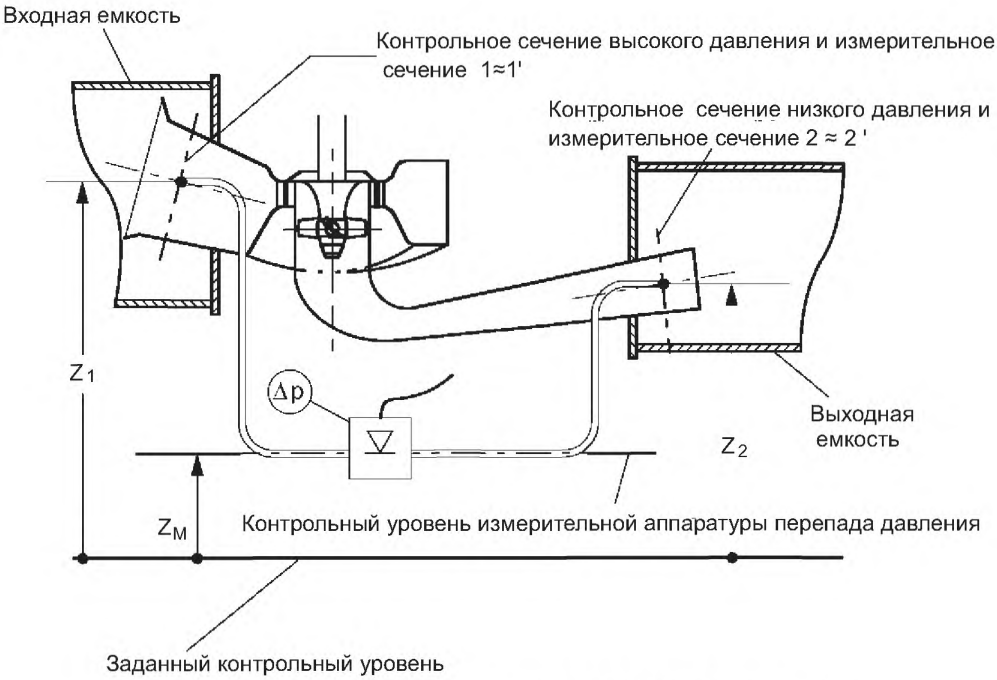
3.5.3.2.1 Измерение перепада давления

Рисунок 39 схематически представляет измерительное оборудование для определения удельной гидравлической энергии машины при измерении перепада давления. Это решение особенно подходит для модельных испытаний с низким напором, где приборы достаточно точны.

Коэффициент α будет равным 1 для однородной скорости в сечении (прямоугольная эпюра скоростей) и всегда будет более 1 в промышленном потоке.

При испытании гидравлических машин в измерительном сечении скорость не бывает однородной, что является результатом расположения станции и эксплуатации машины. Обычно предполагается, что конфигурация потока в модели и в опытном образце приблизительно одинаковы. Однако во время модельных испытаний определение α при подробном измерении распределения скорости отнимает много времени. Поэтому традиционно принято считать α=1 и, таким образом, $e_c = v^2/2$.

Хотя различие между определенным в договоре и фактическим значением удельной кинетической энергии (для низконапорных машин) может достигать (1–2) % удельной гидравлической энергии машины. Это различие при определении погрешности измерений обычно игнорируется (например, вычисление погрешности E в J.2, где погрешность удельной кинетической энергии учитывается только в погрешности определения расхода Q и области A).



$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \overline{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g\,(z_1 - z_2)$$

С помощью измерения перепада давления, получим

$$(p_{abs1} - p_{abs2}) / \overline{\rho} = \Delta p/\overline{\rho} + g[(z_2 - z_M) \cdot \rho_2/\overline{\rho} - (z_1 - z_M) \cdot \rho_1/\overline{\rho}]$$

Для модельных испытаниям с низким напором (Др< 400 000 Па, т.е. Н< 40 м), сжимаемостью воды пренебрегаем, предполагая, что $\rho = p_x = p_2$. Поэтому упрощенная формула имеет вид

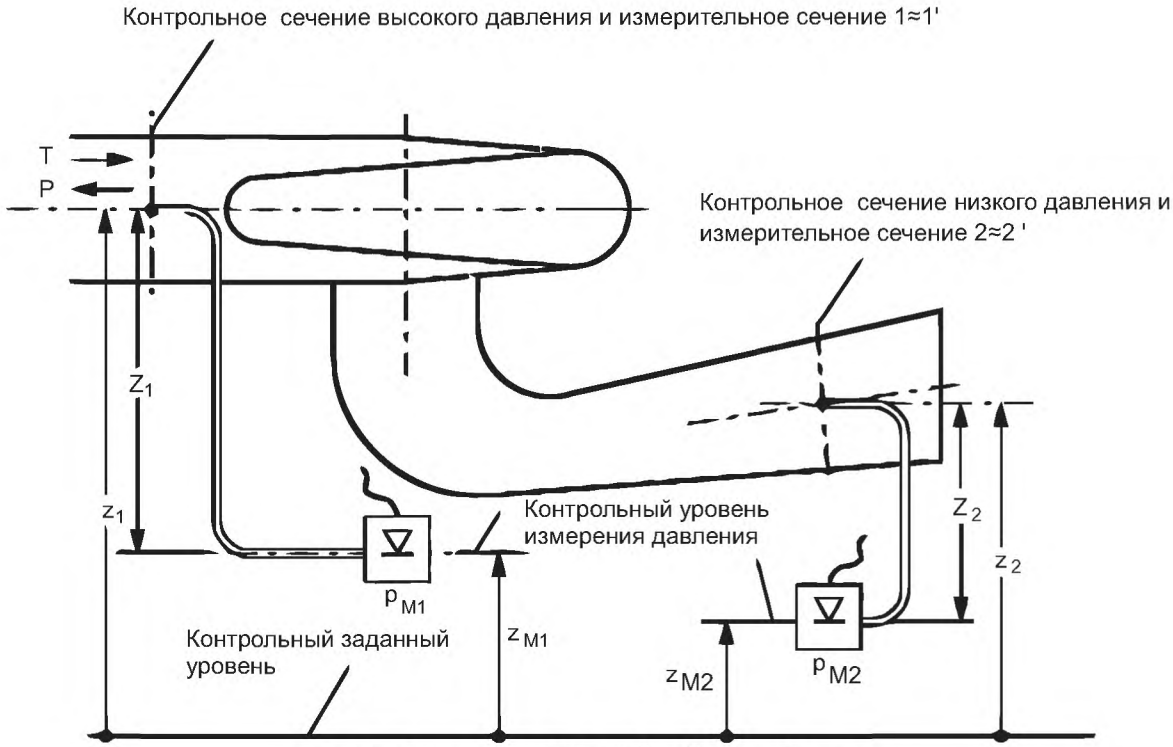
$$E = \Delta p/\rho_2 + (v_1^2 - v_2^2) / 2$$

Рисунок 39 – Определение удельной гидравлической энергии измерением перепада давления

3.5.3.2.2 Раздельное измерение давления

а) Реактивные турбины

Давление измеряется отдельно в каждом сечении. В связи с тем, что перепад давления не превышает 400000 Па (около 40 м водяного столба), сжимаемостью воды можно пренебречь. Если аппаратура измерения давления позволяет измерить абсолютное давление (например, датчик давления), то давление окружающей среды не учитывается. Если измерительная аппаратура обеспечивает измерение манометрического давления (например, пружинный или жидкостной манометр), необходимо проверить отстроена ли она от атмосферного давления (см. рисунок 40 [незначительное влияние] и рисунок 41 [принятое во внимание влияние]). Дальнейшее упрощение может быть представлено установкой измерительных инструментов давления на том же контрольном уровне. Этого, как правило, легко достичь (см. рисунок 40, упрощение).



$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g\,(z_1 - z_2)$$

Манометрическое давление применяется в точках 1 и 2. Разница атмосферного давления между z_{M1} и z_{M2} ничтожно мала, потому что $(z_{M1} - z_{M2})$ мала по сравнению с H, следовательно

$$p_{ambM1} = p_{ambM2} = p_{amb}$$
$$p_{abs1} = p_{M1} + \rho_1 g\,(z_{M1} - z_1) + p_{amb}$$
$$p_{abs2} = p_{M2} + \rho_2 g\,(z_{M2} - z_2) + p_{amb}$$

Если $\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$, тогда $(p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} = (p_{M1} - p_{M2}) / \bar{\rho} + g\,(z_{M1} - z_1 - z_{M2} - z_2)$.

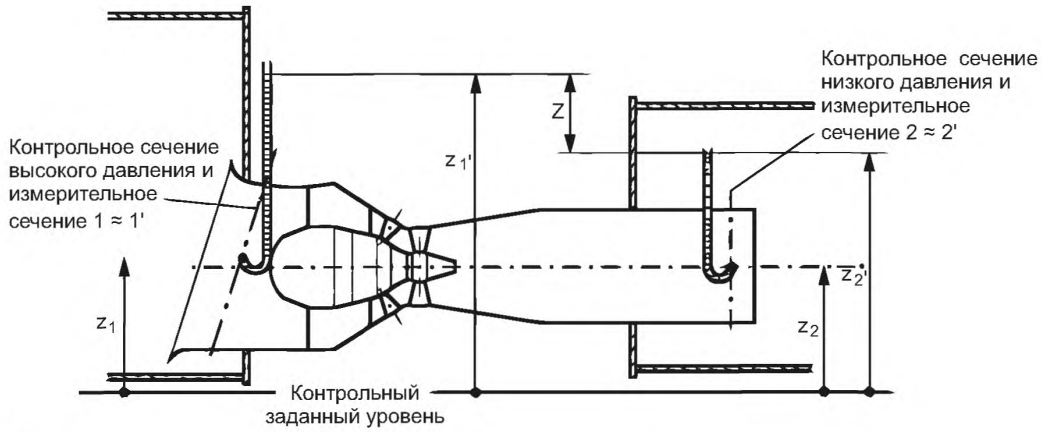
Дальнейшее упрощение

$$E = gH = (p_{M1} - p_{M2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g\,(z_{M1} - z_{M2})$$

Если аппаратура измерения давления находятся на той же высоте $z_{M1}=z_{M2}$, тогда

$$E = gH = (p_{M1} - p_{M2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2$$

Рисунок 40 – Определение удельной гидравлической энергии машины на основании измерений манометрического давления



$Z = z_{1'} - z_{2'}$

$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g\,(z_1 - z_2)$$

Манометры с водяным столбом устанавливают в сечениях 1 и 2.

Сжимаемостью воды можно пренебречь с учетом небольшой разницы между сечениями 1 и 2.

Тогда $\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho} = \rho$.

Следовательно

$$p_{abs1} = \rho g\,(z_{1'} - z_1) + p_{amb1'}$$
$$p_{abs2} = \rho g\,(z_{2'} - z_2) + p_{amb2'}$$
$$p_{amb1'} - p_{amb2'} = -\rho_a\, g\,(z_{1'} - z_{2'})$$

Упрощенная формула

$$E = g(z_{1'} - z_{2'})\,(1 - \rho_a/\rho) + (v_1^2 - v_2^2) / 2 = g\,Z\,(1 - \rho_a/\rho) + (v_1^2 - v_2^2) / 2$$

Рисунок 41 – Определение удельной гидравлической энергии машины на основании раздельных измерений давления манометром с водяным столбом

b) Активные турбины Пелтона

Если на корпус ковшовых турбин действует атмосферное давление, необходимо измерение давления p_1 в контрольном сечении высокого давления. Это значит, что возможны дальнейшие упрощения, если общая формула применима к ковшовым турбинам (см. рисунки 42 и 43). Условно скорость v_2 принимают равной нулю, а уровень z_2 контрольного сечения принимают за среднюю величину всех точек соприкосновения оси струи с окружностью ковшевой турбины, при этом давление внутри корпуса равно давлению окружающей среды, если корпус не находится под давлением и в него поступает достаточно атмосферного воздуха. Если же корпус находится под давлением, то давление среды в корпусе должно быть измерено и подсчитано при определении E ($p_{amb2} \neq p_{amb1}$).

3.5.3.3 Определение E при измерении уровня воды

При проведении модельных приемочных испытаний следует избегать измерений уровня воды (3.4). При договоренности определять E потребуется замерять уровень свободной поверхности воды, особенно на стороне низкого давления, и при этом применять методы, описанные в пункте 3.4. Требования к состоянию потока в измерительных сечениях рассмотрены в 3.4.2.

На рисунке 44 показано определение удельной гидравлической энергии на основе измерений уровней воды для низконапорной машины. Измерительное сечение низкого давления 2' должно находиться как можно ближе к выходу отсасывающей трубы. Для подобных измерений уровень воды необходимо замерять непосредственно над 2'. Для вычисления средней скорости потока, предполагается, что стены отсасывающей трубы достигают сечения 2', очерчивая площадь этого сечения.

3.5.4 Определение чистой положительной удельной энергии NPSE

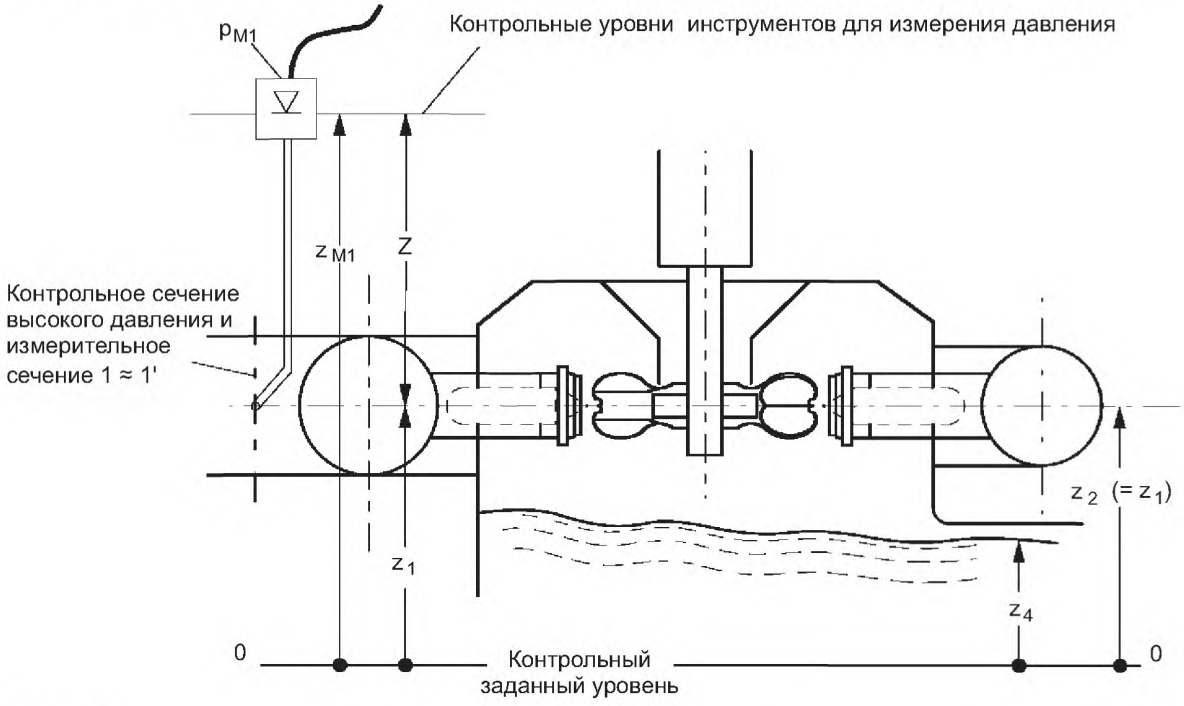
3.5.4.1 Определение

Чистая положительная удельная энергия NPSE определяется на стороне низкого давления машины. Ее определение и общая формула вычисления приведены в 1.3.3.6.

На результаты измерении, как и на саму удельную гидравлическую энергию E турбины могут повлиять условия испытаний. Для определения чистой положительной удельной энергии нужно также учитывать подпункт 3.5.2.

3.5.4.2 Упрощенная формула

При измерении давление в контрольном сечении на стороне низкого давления общая формула применима и для насосов, и для турбин. На рисунке 45 показаны три случая определения NPSE.



$Z = z_{M1} - z_2$

Считается, что контрольное сечение низкого давления - это средняя плоскость рабочего колеса на высоте z_2. Для корпуса, не находящегося под давлением, давление внутри него принимается равным давлению окружающей среды.

$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \overline{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g\,(z_1 - z_2)$$

Разница давления среды в Z_{M1} и Z_2 ничтожна, так как z мала по сравнению с H.

Следовательно

$$p_{ambM1} = p_{amb2} = p_{amb},$$

а при

$$Z \cdot \rho_1 / \overline{\rho} = Z$$

получаем

$$p_{abs1} = p_{M1} + Z \cdot \rho_1 \cdot g + p_{amb},$$

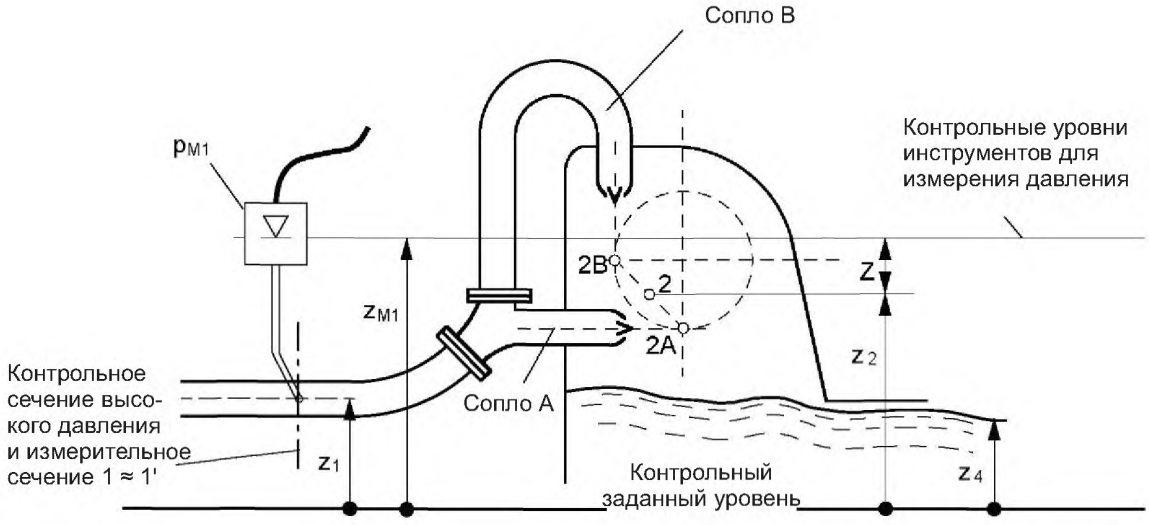
где p_{M1} – манометрическое давление, измеряемое при z_{M1}

$$p_{abs2} = p_{amb}$$

Так как z_1=z_2, при v_2=0 упрощенная формула выглядит следующим образом

$$E = p_{M1} / \overline{\rho} + g\,(z_{M1} - z_2) + v_1^2 / 2 = p_{M1} / \overline{\rho} + g \cdot Z + v_1^2 / 2$$

Рисунок 42 – Горизонтальные ковшовые турбины с вертикальной осью Определение удельной гидравлической энергии машины



Примечание - При разветвленных патрубках высота z_2 контрольного сечения высокого давления определяется как среднее значение высот точек контакта (точки 2A и 2B на рисунке). Для корпуса, не находящегося под давлением, давление внутри него принимается равным давлению окружающей среды.

$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \overline{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g\,(z_1 - z_2)$$

Разница давления среды в Z_{M1} и Z_{M2} ничтожна, так как z мала по сравнению с H.

Следовательно

$$p_{ambM1} = p_{amb2} = p_{amb},$$

а при

$$Z \cdot \rho_1 / \overline{\rho} = Z$$

получаем

$$p_{abs1} = p_{M1} + (z_{M1} - z_1) \cdot \rho_1 \cdot g + p_{amb}$$

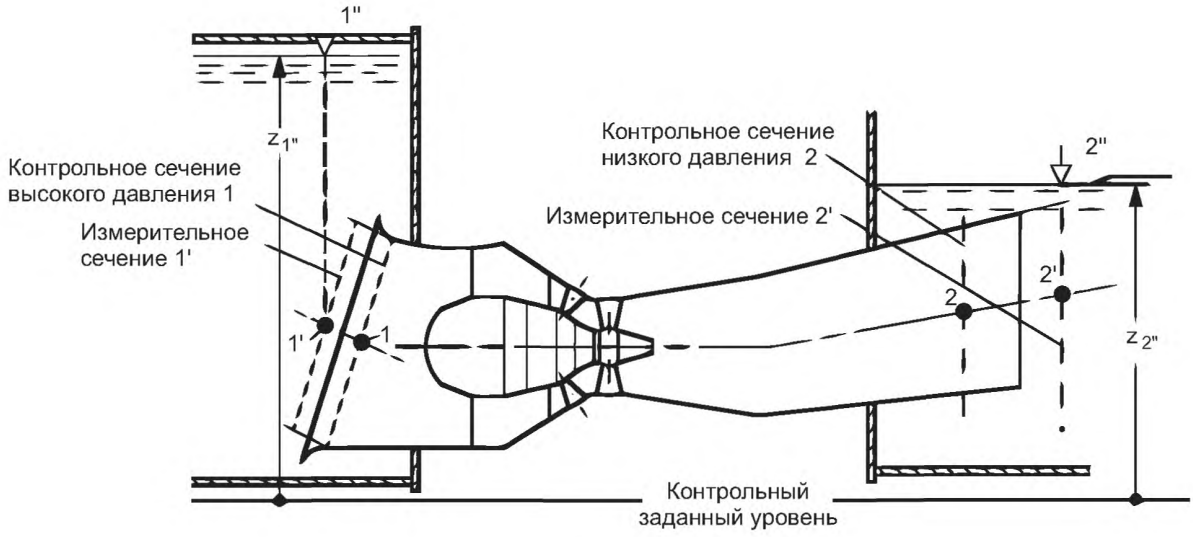
где p_{M1} – манометрическое давление, измеряемое при z_{M1}

$$p_{abs2} = p_{amb}$$

Принимая v_2=0, упрощенная формула выглядит так

$$E = p_{M1} / \overline{\rho} + g\,(z_{M1} - z_2) + v_1^2 / 2 = p_{M1} / \overline{\rho} + g \cdot Z + v_1^2 / 2$$

Рисунок 43 – Ковшовые турбины с горизонтальной осью, определение удельной гидравлической энергии



$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \overline{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g\,(z_1 - z_2)$$

Сечения 1´ и 2´ выбраны в качестве измерительных сечений.

$$E = gH = (p_{abs1'} - p_{abs2'}) / \overline{\rho} + (v_{1'}^2 - v_{2'}^2) / 2 + g\,(z_{1'} - z_{2'}) \pm E_{L1'-1} \pm E_{L2-2'}$$

Потери $E_{L1'-1}$ между 1' и 1 и $E_{L2'-2}$, между 2 и 2' вычитаются для турбины и прибавляются для насоса в случае, показанном на рисунке выше.

Сжимаемостью воды пренебрегают, так как разница давления между 1' и 2' мала.

Следовательно: $\rho_{1'} = \rho_{2'} = \overline{\rho} = \rho$

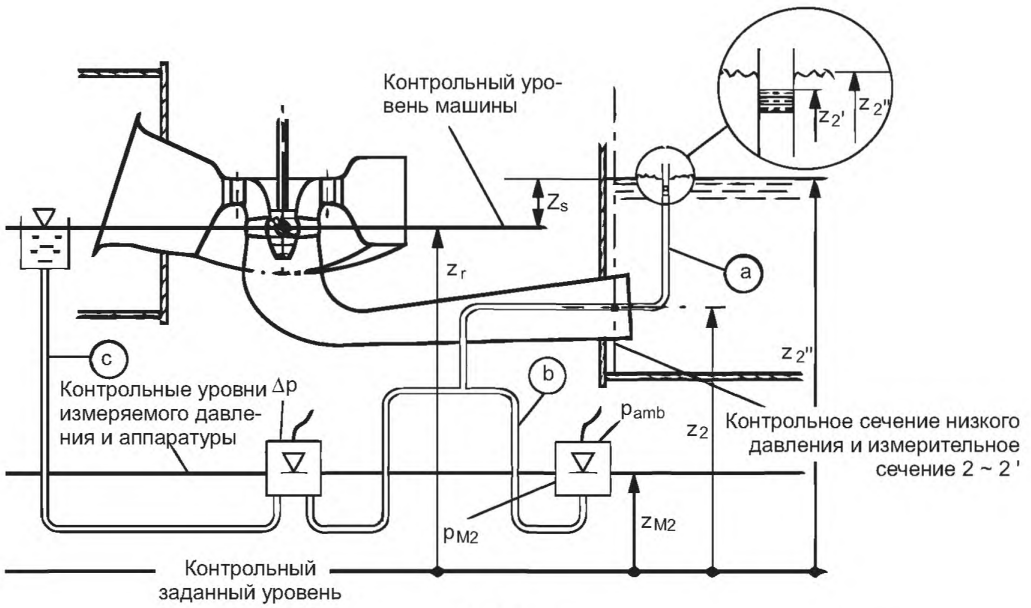
Упрощенная формула приобретает следующий вид (см. рисунок 41)

$$E = g\,(z_{1''} - z_{2''})\,(1 - \rho_a / \rho) + (v_{1'}^2 - v_{2'}^2) / 2 \pm E_{L1'-1} \pm E_{L2-2'}$$

где p_{M1} – манометрическое давление, измеряемое при z_{M1}.

Примечание – Определить методы расчета потерь энергии $E_{L1'-1}$ и $E_{L2-2'}$, в частности, в несимметричном или закрученном потоке (высокие значения коэффициента кинетической энергии α), которые бы позволили дать в настоящем стандарте четкие рекомендации, весьма затруднительно. Метод оценки этих потерь должен быть согласован до испытаний, особенно если впускные и выпускные устройства смоделированы не полностью.

Рисунок 44 – Определение удельной гидравлической энергии турбины с измерением уровня воды для низконапорных машин



$$Z_s = z_r - z_{2'}$$

(Z_s положительна, когда уровень $z_{2'}$ меньше контрольного уровня машины z_r и наоборот).

$$NPSE = g \cdot NPSH = (p_{abs2} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - g\,(z_r - z_2)$$

Случай a) Жидкость (водяной столб) манометра в точке 2/

$$p_{abs2} = \rho_2 \cdot g(z_{2'} - z_2) + p_{amb}$$

Упрощенная формула

$$NPSE = (p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - g\,(z_r - z_{2'})$$
$$= (p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - g \cdot Z_s$$

Случай b) Манометрическое давление на уровне z_{M2}, измеренное в точке 2.

$$p_{abs2} = p_{M2} + g \cdot \rho_2 \cdot (z_{M2} - z_2) + p_{amb}$$

Упрощенная формула

$$NPSE = (p_{M2} + p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - g\,(z_r - z_{M2})$$

Случай c) Дифференциальный манометр, соединенный с емкостью, установленной на контрольном уровне машин

Упрощенная формула:

$$NPSE = (\Delta p + p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2$$

Рисунок 45 – Определение чистой положительной удельной энергии NPSE и напора положительного сечения NPSE

3.6 Измерение крутящего момента вала

3.6.1 Общие положения

Для расчета механической мощности рабочего колеса P_m требуется определить крутящий момент, действующий на рабочее колесо T_m

$$P_m = 2\pi n \cdot T_m,$$

при $T_m = T \pm T_{Lm}$ + для направления вращения турбины;
– для направления вращения насоса,

где T_{Lm} – момент трения в зависимости от расположения уплотнения и подшипника.

При измерении крутящего момента применяются главным образом две измерительные системы:

a) приборы, в которых T_{Lm} – так называемый «внутренний крутящий момент», т.е. T_{Lm} учитывается самой системой (в дальнейшем это описано как «приведение вращающихся частей в равновесие», см. рисунки 46 и 47).

b) приборы, в которых T и T_{Lm} измеряются отдельно (описанные в дальнейшем как «несбалансированные вращающиеся части подшипника», см. рисунок 49).

Крутящий момент вала рабочего колеса T может поглощаться либо создаваться:

- электрическим устройством, обычно мотором/генератором, работающим с различной скоростью, или поглощаться разнообразными тормозными приспособлениями;

- индукционным тормозом;
- гидравлическим тормозом;
- механическим тормозом.

3.6.2 Методы измерения крутящего момента

3.6.2.1 Первичный метод

В первичном методе крутящий момент T определяется как произведение силы F на плечо или радиус r, к которому она прилагается T = F·r. Сила, уравновешивающая силу F, может быть создана и измерена:

a) с помощью калиброванных грузов, действующих на калиброванное плечо рычага. Это основной первичный метод;

b) датчиками силы:

- манометрами (с вращающимся поршнем);
- механическими балансирами, которые проверяются на месте с помощью основного первичного метода.

Для увеличения точности определения действующей силы рекомендуется уравновесить силу, действующую на плечо, с помощью калиброванных грузил.

3.6.2.2 Вторичные методы

Для использования прибора измерения крутящего момента нужно, чтобы он во всех частях имел достаточную точность, и был калиброван первичным методом. Приборы, измеряющие крутящий момент путем определения деформации вала, возникающей в результате его вращения, и преобразующей ее в электроэнергию – оптическими, электрическими или другими средствами. Конструкция и установка прибора должны гарантировать отсутствие влияния на измеряемую величину скорости, температуры, осевого или радиального усилия.

3.6.3 Методы поглощения/выработки мощности

3.6.3.1 Мотор/генератор с переменной скоростью

Этот метод распространяется на машины, способные поглощать и вырабатывать электроэнергию. Такие машины устанавливаются таким образом, чтобы гарантировать измерение механического крутящего момента. Указанное устройство может быть использовано для модели турбины и насоса без различия.

3.6.3.2 Индукционный тормоз

Действие электромагнитного тормоза ограничивается поглощаемой мощностью.

3.6.3.3 Гидравлический тормоз

Этот тормоз поглощает гидродинамическую мощность. Его нельзя использовать при низкой скорости, т.к. поглощаемая им мощность колеблется в пределах n^3.

3.6.3.4 Механический тормоз

Механический тормоз поглощает мощность за счет трения, и имеет то преимущество, что большой крутящий момент может наблюдаться при низкой скорости, даже при скорости близкой к нулю. Приложенный крутящий момент должен быть устойчивым, а механическая система не должна быть подвержена вибрации.

3.6.4 Схема расположения

3.6.4.1 Общая часть

На рисунках 46–54 показаны различные конструкции устройств, использующих первичные и вторичные методы измерения крутящего момента. Все они могут быть использованы в испытательных стендах с горизонтальной и вертикальной осью вращения. На рисунках 46 и 47 показано равновесное положение установки. Крутящий момент, действующий на рабочее колесо, измеряют на плече крутящего момента качающейся рамки. Если качающаяся рамка, как показано на рисунке 48, образована двумя отдельными рамками, крутящие моменты, действующие на каждую из рамок, определяют алгебраическим суммированием.

Рисунок 49 показывает не полностью равновесную конструкцию, поэтому потери в подшипниках и уплотнениях должны быть измерены отдельно. На рисунке 50 показан вариант модели с установкой вала в колене отсасывающей трубы. Такая конструкция не полностью сбалансирована, имеют место потери. Особые условия, как показано в рисунке 51, требуются для испытания многоступенчатых насосов или насос-турбин. Особое внимание должно быть обращено на механические потери P_{Lm}, которые

во время испытания должны быть определены во всем диапазоне изменения скорости и давления. Рисунок 52 иллюстрирует расположение, использующее прибор для измерения крутящего момента. Рисунки 53 и 54 показывают измерения с дополнительным уравновешенным или нет подшипником.

На рисунках 46–54 показаны следующие конструктивные элементы:

1 − вращающаяся часть;
2 − качающаяся рамка;
3 − неподвижная часть;
4 − подшипник вращающейся части в состоянии равновесия;
5 − механическое уплотнение в состоянии равновесия;
6 − низкофрикционный подшипник качающейся рамки;
7 − лабиринтное уплотнение, мембрана;
8 − подшипник вращающейся части в состоянии нарушения равновесия;
9 − механическое уплотнение вращающейся части в состоянии нарушения равновесия;
10 − устройство измерения крутящего момента;
11 – подпятник;
----- − контрольное сечение для измерения крутящего момента.

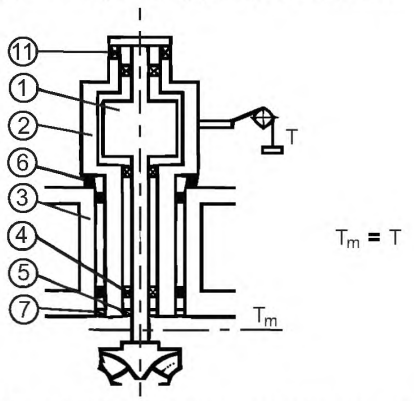


Рисунок 46 – Равновесное расположение

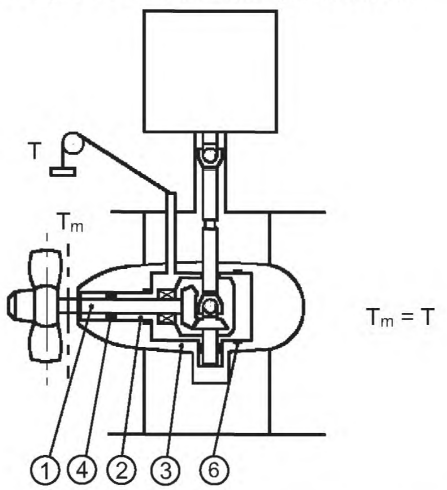
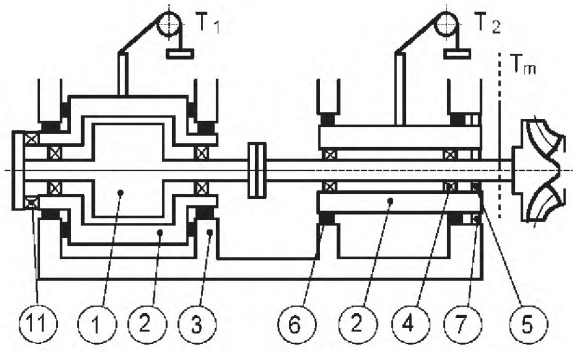
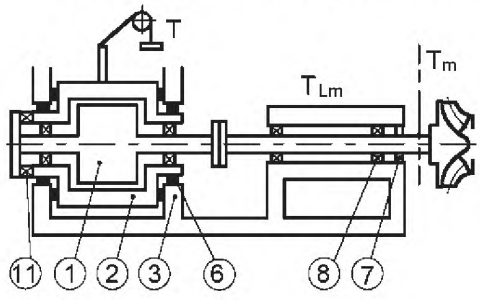


Рисунок 47 – Равновесное расположение с передачей



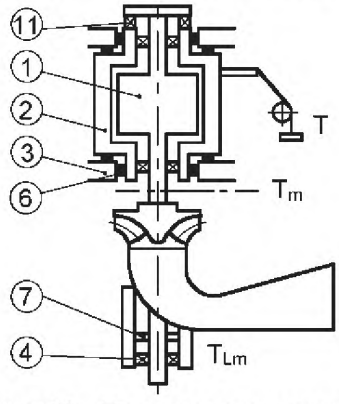
$T_m = T_1 \pm T_2$

Рисунок 48 – Равновесное расположение с двумя отдельными рамками



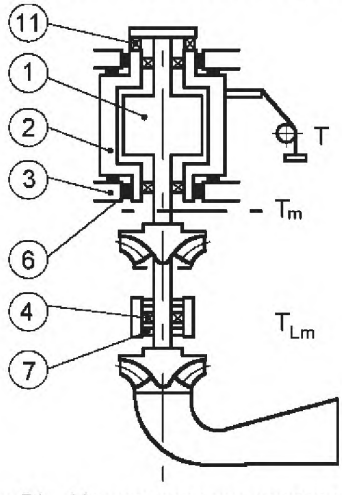
$T_m = T \pm T_{Lm}$

Рисунок 49 – Не равновесное расположение машины с подшипниками и уплотнениями



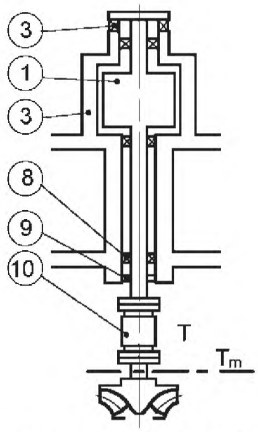
$T_m = T \pm T_{Lm}$

Рисунок 50 – Не равновесное расположение с нижним подшипником и уплотнением



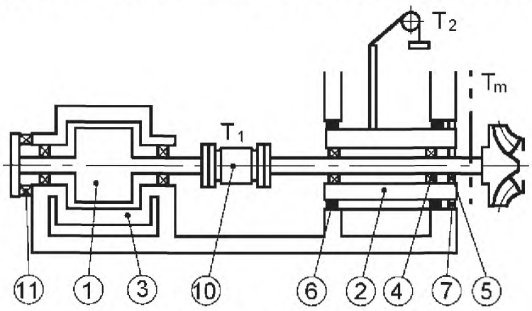
$T_m = T \pm T_{Lm}$

Рисунок 51 – Не равновесное расположение с промежуточным подшипником и уплотнением



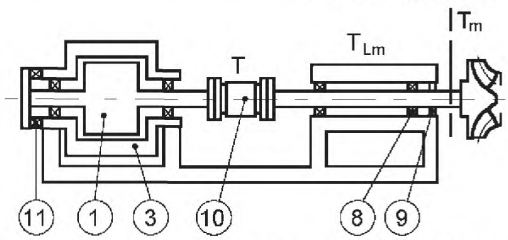
$T_m = T$

Рисунок 52 – Расположение, в котором используется устройство измерения крутящего момента



$T_m = T_1 \pm T_2$

Рисунок 53 – Равновесное расположение машины (с подшипниками и уплотнениями) с устройством для измерения крутящего момента



$T_m = T \pm T_{Lm}$

Рисунок 54 – Не равновесное расположение машины с подшипниками, уплотнениями и устройством для измерения крутящего момента

3.6.4.2 Подвес качающейся рамки

Для поддержания погрешности измерений в допустимом диапазоне для подвеса качающейся рамки требуются специальные низкофрикционные подшипники, например, масляные или водяные гидростатические подшипники. Качающаяся рамка должна быть идеально уравновешенной.

3.6.4.3 Вентиляционные потери

Какова бы ни была скорость вращения мотора/генератора сопротивление воздуха или порывы ветра не должны создавать дополнительный крутящий момент. Если же он возник, его следует учитывать.

3.6.4.4 Подключение охлаждающей жидкости

Прибор измерения крутящего момента должен быть устроен таким образом, чтобы охлаждающая жидкость поступала и выходила из него, не создавая погрешности от тангенциальной составляющей скорости. Гибкие трубы (если они используются), особенно под давлением, не создают ограничения по тангенциальной скорости. Гасители гидроудара (если используются) должны обеспечивать равное сопротивление движения жидкости в любом направлении. Кроме того, сальник вала, содержащий жидкость, не должен оказывать воздействия на крутящий момент или должен быть обеспечен прибором измерения этого крутящего момента.

3.6.4.5 Уплотнения

Если кольцевые или мембранные уплотнение между качающимися и неподвижными частями вызывают трение, они должны быть калиброваны.

3.6.4.6 Электрические контакты

Электрические соединения не должны оказывать существенного влияния на тангенциальное торможение. Для этой цели подходят многожильные медные провода или ртутные тигели.

3.6.5 Проверка системы

Проверки, описанные ниже, рекомендуются для проверки правильности работы устройств измерений крутящего момента, тем не менее, измерительный прибор должен быть калиброван.

3.6.5.1 Испытание на чувствительность

Чувствительность измерительной системы определяется минимальной разностью значений измеряемых крутящих моментов. Чувствительность сильно зависит от конструкции измерительного устройства. Снижение чувствительности указывает на неправильное функционирование устройства. В зависимости от схемы и возможностей конструкций, чувствительность может колебаться в пределах от 0,05 до 0,5 Н·м, при этом нижнему значению соответствует $T_{m,max}$< 500 Н·м.

3.6.5.2 Испытание скорости

Испытание проводят после демонтажа рабочего колеса или после отсоединения вала. Система работает нормально, если механический крутящий момент T_m остается на нуле во всем диапазоне изменения скорости.

3.6.5.3 Балансировка счетчика

В процессе испытаний крутящий момент, усилие или их часть балансируется эталонным грузом. Система работает правильно, если при уменьшении балансировочной массы, уменьшается показание на дисплее прибора.

3.6.6 Калибровка

3.6.6.1 Первичный метод

В процессе калибровки измеряют:

- длину тормозного рычага;
- усилие на тормозном рычаге;
- вес рычага тормоза, в случае необходимости;

Усилие, действующее на тормозной рычаг, должно быть проверено с помощью эталонных масс, как в сторону увеличения, так и уменьшения. Для балансировки масс крутящего момента должны использоваться металлические ленты и безфрикционные ролики.

3.6.6.2 Вторичный метод

Используя этот метод, калибровка должна быть выполнена по основному методу.

3.6.6.3 Крутящий момент торможения T_{Lm}

Если часть подшипника/уплотнения не включена в качающуюся рамку, суммарный крутящий момент T_{Lm} определяют в процессе соответствующего испытания в зависимости от скорости и давления в уплотнении вала.

3.6.7 Погрешность при измерении крутящего момента

Ожидаемая относительная систематическая погрешность с вероятностью 95 % описана ниже.

3.6.7.1 Погрешность при измерении крутящего момента на валу (первичным методом)

3.6.7.1.1 Длина плеча рычага r

Длину плеча рычага r измеряют как $f_{r,s}$= ± (0,05 − 0,1) %.

3.6.7.1.2 Усилие F

Усилие F, действующее на плечо рычага, измеряют как $F_{F,s}$= ±(0,05−0,1) %.

3.6.7.2 Погрешность при измерении крутящего момента на валу (вторичным методом)

Систематическая погрешность измерения крутящего момента на валу зависит от конструкции. Ожидаемая погрешность определяется как $f_{T,s}$ = ± (0,15 − 0,25) %.

3.6.7.3 Погрешность при измерении фрикционного крутящего момента T_{Lm}

Если расположение подшипника/уплотнения не предусмотрено в системе качающейся рамки, T_{Lm} определяется как $f_{TLm,s}$= ± (0,02−0,05) % $T_{m,max}$.

3.6.7.4 Систематическая погрешность при измерении крутящего момента рабочего колеса

С использованием вышеупомянутых погрешностей (3.6.7.1 и 3.6.7.3) относительная систематическая погрешность крутящего момента рабочего колеса может быть рассчитана:

a) для первичного метода при T_{Lm}, измеренным на общей качающейся рамке (см. рисунки 46 и 47)

$$f_{T_{m,s}} = \sqrt{\left(f_{r,s}^2 + f_{F,s}^2\right)};$$

b) для вторичного метода (см. рисунок 52) $f_{Tm,s}=f_{T,s,}$ определенному в 3.6.7.2;

c) по первичному методу с T_{Lm}, не измеренным на качающейся рамке (см. рисунки 49, 50 и 51) абсолютная систематическая погрешность определяется по формуле

$$e_{T_m} = \sqrt{T^2 \cdot f_{T,s}^2 + T_{L_m}^2 \cdot f_{T_{Lm,s}}^2} = \sqrt{T^2\left(f_{r,s}^2 + f_{F,s}^2\right) + T_{Lm}^2 \cdot f_{T_{Lm},s}^2},$$

тогда относительная систематическая погрешность будет равна $f_{T_m} = \frac{e_{T_m}}{T_m}$;

d) по вторичному методу с T_{Lm} не 1, измеренному на качающейся рамке (см. рисунок 54) абсолютная систематическая погрешность составит

$$e_{TLm} = \sqrt{T^2 \cdot f_{T,s}^2 + T_{L.m}^2 \cdot f_{L_{m,s}}^2},$$

тогда относительная систематическая погрешность будет равна $f_{T_m} = \frac{e_{T_m}}{T_m}$.

3.7 Измерение скорости вращения

3.7.1 Общие требования

Для определения механической мощности рабочего колеса, необходимо знать скорость вращения вала рабочего колеса.

3.7.2 Методы измерения скорости

Скорость вращения модели турбины/насоса может быть измерена одним из следующих методов:

- определением числа пульсаций, создаваемых валом модели, используя временной электросчетчик. Генератор пульсаций может быть электрическим или оптическим;
- прибором для измерения частоты электрического тока (частотомером) генератора, скорость вращения которого совпадает со скоростью вращения вала модели;
- электротахометром высокой точности с постоянным магнитом, приводимым в движение валом модели.

3.7.3 Проверка

Обычно устройство для измерения скорости не поддается точной калибровке, и для него предусматривается следующая проверка:

- сравнение его показаний с другим устройством измерения скорости;
- отдельная от испытаний проверка числа пульсаций и точности отсчета времени устройством.

При плохой работе устройства возможны следующие ошибки:

- пропуск части пульсаций;
- неверное измерение временной базы.

3.7.4 Погрешности измерений

При использовании вышеуказанных измерительных приборов, предполагается систематическая погрешность $f_{n,s}$ = ± (0,01 – 0,05) %.

3.8 Обработка результатов испытаний

3.8.1 Общие требования

В ходе испытаний проверяются такие гарантируемые гидравлические характеристики и параметры, как мощность, расход и/или удельная гидравлическая энергия, КПД, установившаяся угонная скорость и/или установившийся расход. Результаты модельных испытаний должны быть переведены в единицы, которые можно сравнить с данными спецификации или гарантируемыми договорными данными. Методика расчета этих показателей, которая должна быть согласована сторонами договора, описана ниже, и представлена в виде сводной таблицы на рисунке 62.

В 3.8.2 описывается расчет механической мощности рабочего колеса, расхода и/или удельной гидравлической энергии, гарантированного КПД и кавитации (3.8.2.3.7 и 3.8.2.4.2).

В 3.8.3 дано описание расчета установившейся угонной скорости, расхода и кавитации (3.8.3.2).

В 3.8.2.5 и 3.8.3.4 приведены используемые для расчетов формулы. В приложении Е приведены выдержки из испытаний и методики расчета.

В таблице 6 приведены параметры гидравлических машин:

- геометрические параметры;
- независимые гидравлические параметры;
- зависимые гидравлические параметры.

Примеры диаграмм производительности для радиально-осевой и поворотно-лопастной турбины, радиального насоса, насоса двойного регулирования (осевого) и ковшовой турбины приведены на рисунках 55–60. Для турбин одинарного регулирования приведены два примера универсальных эксплуатационных характеристик, в которых строятся зависимости КПД от расхода и скорости (см. рисунок 55), или КПД от расхода и удельной энергии (напора) (см. рисунок 56). Пример четырехквандрантной диаграммы для насос-турбины одинарного регулирования (радиальной) показан на рисунке 61.

КПД, измеренный на двух геометрически подобных реактивных машинах в любых гидравлически подобных режимных точках (2.3.1.2) гарантируемого диапазона эффективности, отличается в различных испытаниях вследствие различия значений числа Рейнольдса, которое влияет на гидравлическую эффективность и, следовательно, механическую мощность рабочего колеса, как показано в приложении F.

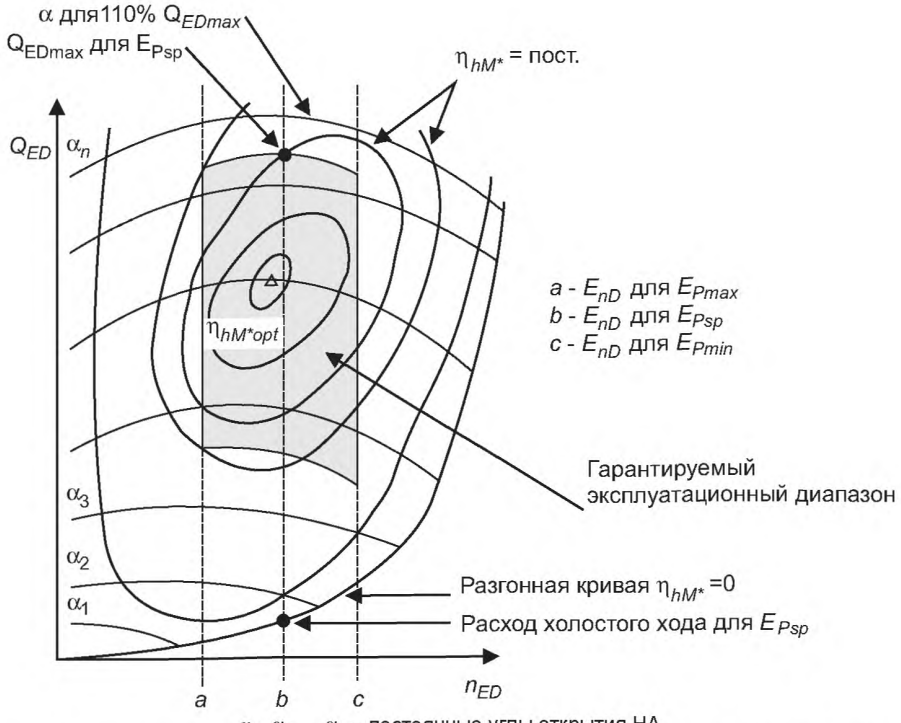
Для сравнения с гарантиями, данными для модели, все значения гидравлической эффективности, вычисленные во время испытаний на данной модели, должны быть приведены к постоянному числу Рейнольдса, обычно заявленному в договоре, при помощи формул пересчета с учетом масштабного эффекта (3.8.2.2). Соответствующие символы заменяются на η_{hM^*} и P_{ED^*} или P_{nD^*}. В случаях, когда модельные испытания могут быть выполнены при определенном в договоре числе Рейнольдса, пересчет с учетом масштабного эффекта не требуется.

Таблица 6 – Переменные, определяющие режимную точку машины

Параметр	Машина		
	Одинарного регулирования	Двойного регулирования	Нерегулируемая
Геометрический параметр	α, β или s	α и β	–
Независимые гидравлические переменные	E_{nD}, Q_{nD}, σ_{nD} или n_{ED}, Q_{ED}, σ	E_{nD}, Q_{nD}, σ_{nD} или n_{ED}, Q_{ED}, σ	E_{nD} или Q_{nD}, σ_{nD} или n_{ED} или Q_{ED}, σ
Зависимые гидравлические переменные	η_h P_{nD} или P_{ED}	η_h P_{nD} или P_{ED}	η_h Q_{nD} или E_{nD}, P_{nD} или Q_{ED} или n_{ED}, P_{ED}
Для разгонных испытаний η_h=0 и P_{nD} =P_{ED}=0: - для машин одинарного регулирования только E_{nD}, Q_{nD} или n_{ED}, Q_{ED} являются независимыми переменными; - для нерегулируемых машин учитывается только одна точка угонной скорости (влияние кавитации в расчет не принимается).			

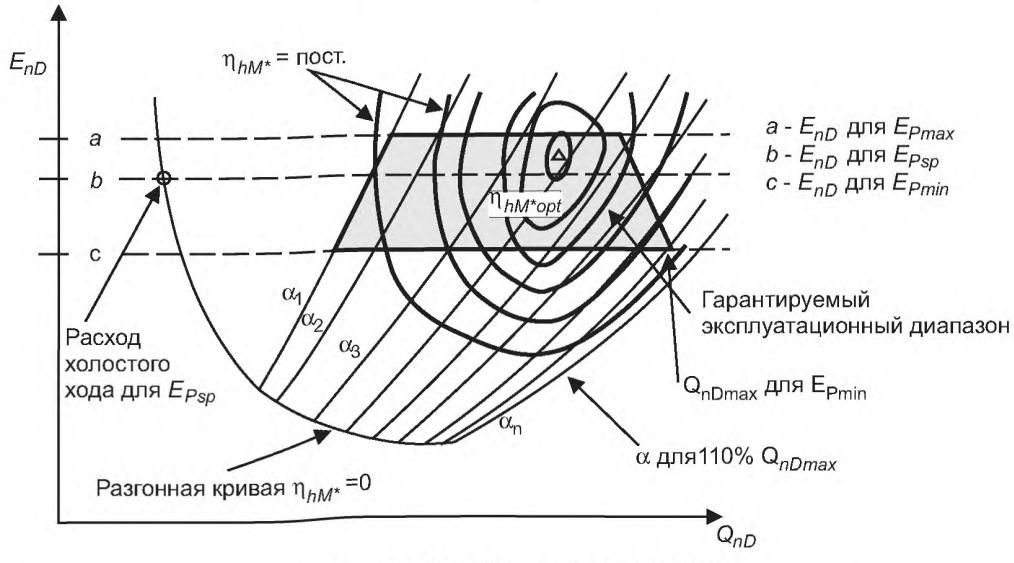
На опытном образце число Рейнольдса Re_p обычно легко определяется. КПД, полученный на модели реактивной машины, пересчитывают в КПД опытного образца натурной машины с учетом масштабного эффекта из-за числа Рейнольдса. Из-за числа Рейнольдса не учитывается масштабный эффект для n, Q, E и соответствующих безразмерных показателей, если иное не оговорено в договоре (3.8.2.5.1). Поэтому $n_{EDM} = n_{EDP}$ и $Q_{EDM} = Q_{EDP}$ (или $E_{nDM} = E_{nDP}$ и $Q_{nDM} = Q_{nDP}$). Для многоступенчатых машин при проведении модельных испытаний с меньшим числом ступеней (2.1.3.4.2) необходимо использовать такой метод расчета параметров модели, который учитывал бы эффект уменьшения числа ступеней (протечки на лабиринтных уплотнениях и потери мощности), а также необходимо их пересчитывать на параметры опытного образца натурной машины (должны быть согласованы).

Для активных ковшовых турбин пересчет КПД не делается, если иное не оговорено в договоре (3.8.2 2b).



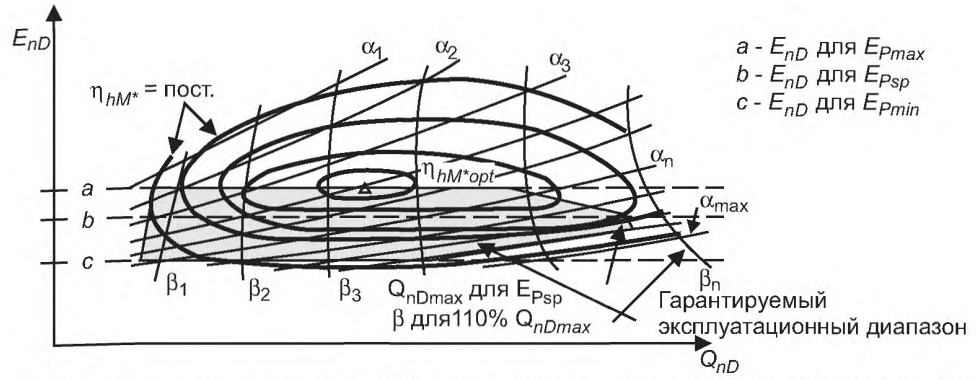
α_1, α_2 ... α_n – постоянные углы открытия НА

Рисунок 55 – Модель радиально-осевой турбины с одинарным регулированием, универсальная характеристика (КПД от расхода и скорости)



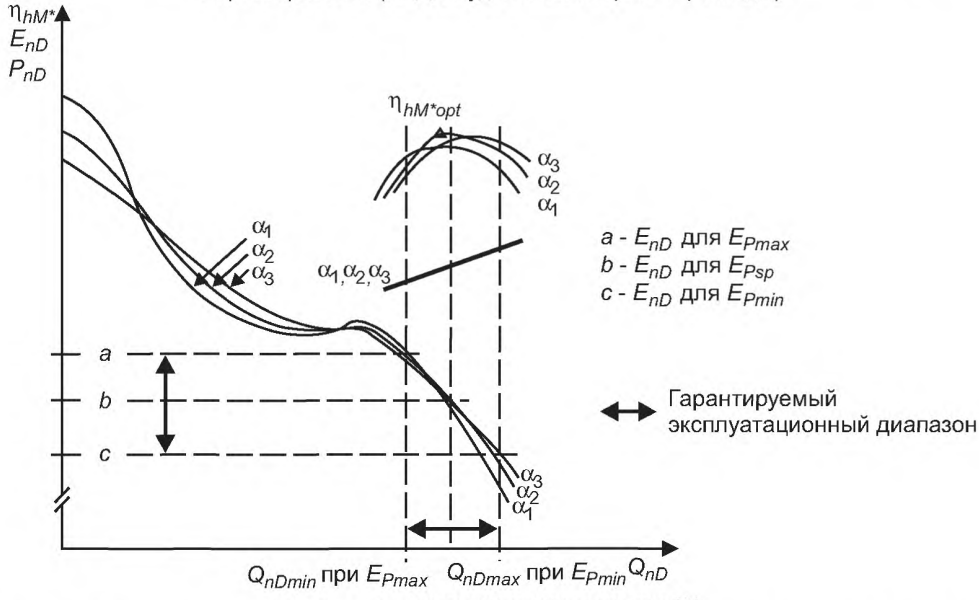
α_1, α_2 ... α_n – постоянные углы открытия НА

Рисунок 56 – Модель радиально-осевой турбины с одинарным регулированием. Характеристика эксплуатационная (КПД от удельной энергии и расхода)



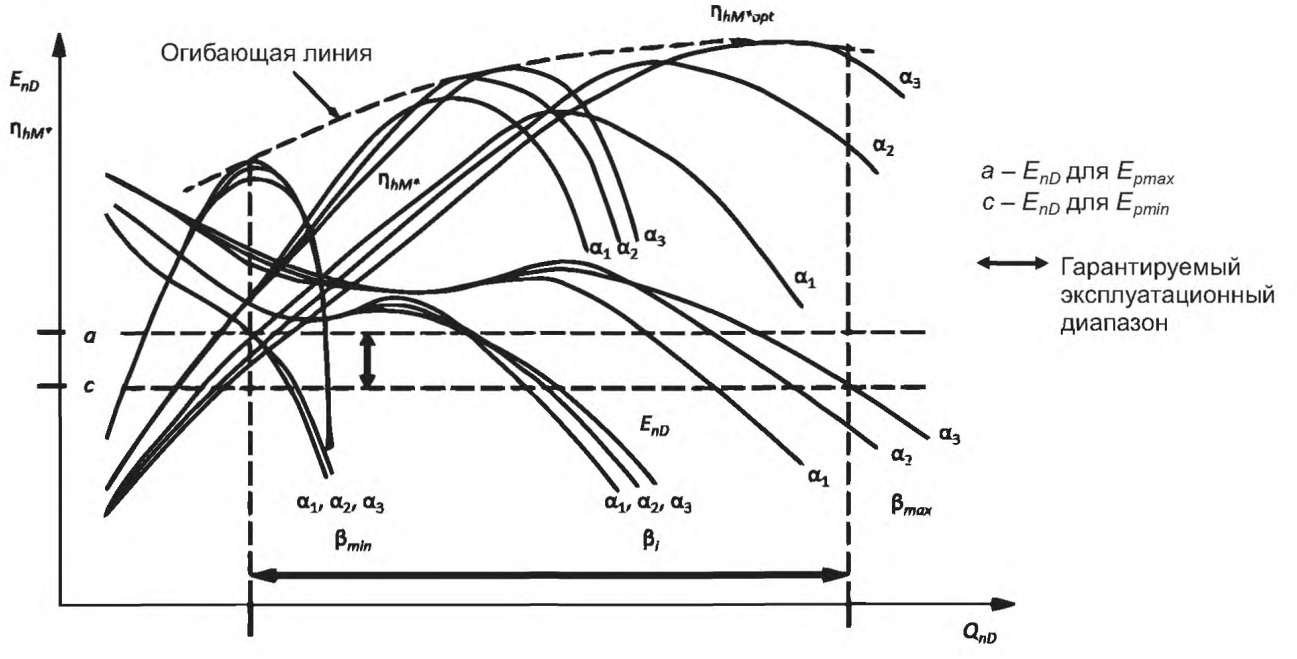
$\alpha_1, \alpha_2 \ldots \alpha_n$ – постоянные углы открытия НА; $\beta_1, \beta_2 \ldots \beta_n$ – постоянные углы разворота лопастей рабочего колеса

Рисунок 57 – Модель поворотно-лопастной турбины с двойным регулированием. Эксплуатационная характеристика (КПД от удельной энергии и расхода)



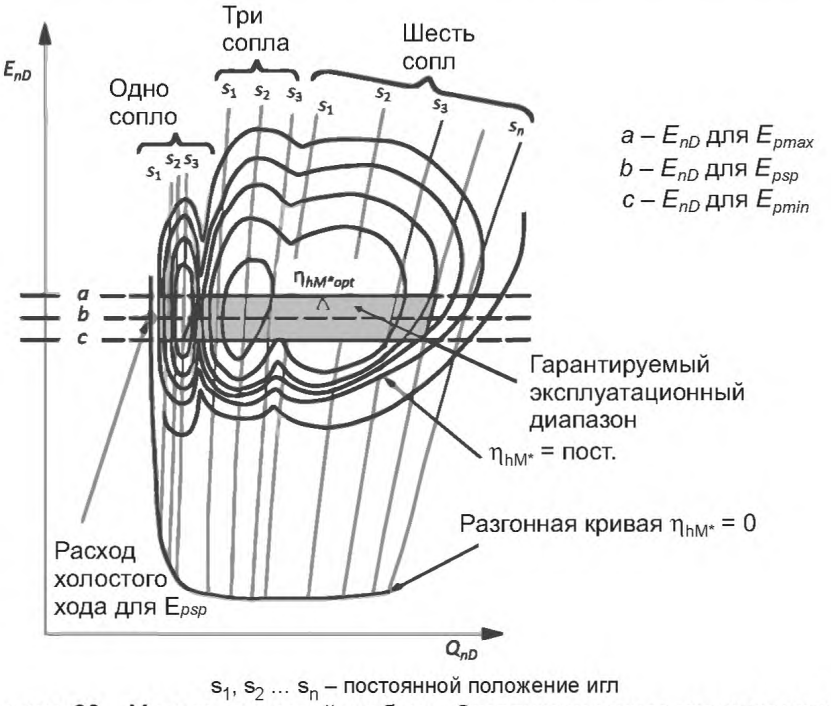
$\alpha_1, \alpha_2 \ldots \alpha_n$ – постоянные углы открытия НА

Рисунок 58 – Модель радиального насоса с одинарным регулированием. Характеристика производительности



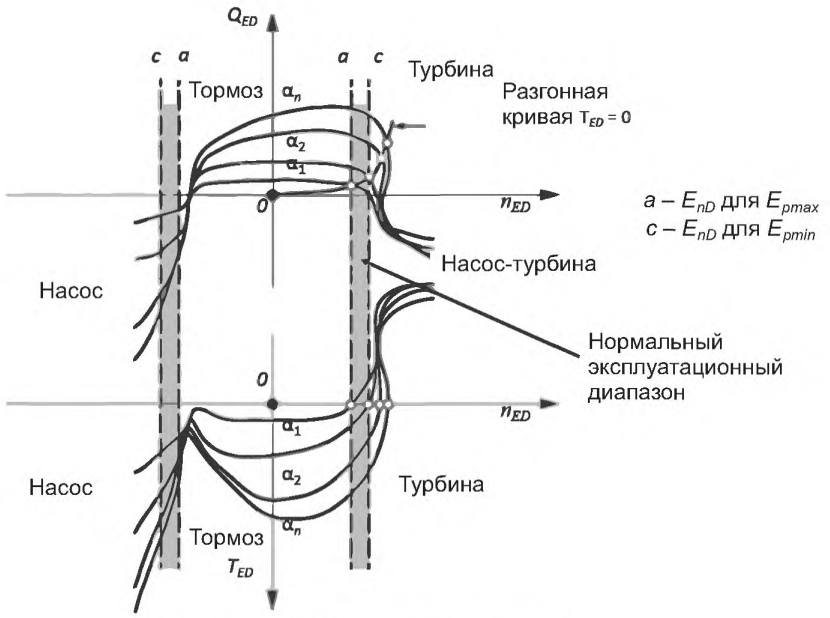
$\alpha_1, \alpha_2 \ldots \alpha_n$ – постоянные углы открытия НА; $\beta_1, \beta_2 \ldots \beta_n$ – постоянные углы разворота лопастей рабочего колеса

Рисунок 59 – Модель насоса с двойным регулированием. Характеристика производительности



$s_1, s_2 \ldots s_n$ – постоянной положение игл

Рисунок 60 – Модель ковшовой турбины. Эксплуатационная характеристика (пример для машины с шестью соплами)



α_1, α_2 ... α_n – постоянные углы открытия НА

Рисунок 61 – Модель радиальной насос-турбины. Четырехквадрантная диаграмма

3.8.2 Расчет мощности, расхода и КПД в гарантируемом диапазоне

3.8.2.1 Расчет параметров модели в точке

Для каждой точки используется набор из одного или большего числа отсчетов и/или записей значений параметров для определения гидравлической характеристики модели (2.4). Средние значения E_M, Q_{1M}, n_M, P_{mM} и $NPSE_M$ вычисляются по формулам (см. 3.1), гидравлическая эффективность η_{hM} определяется по формулам (см. 2.4.1.4). Число Рейнольдса Re_M определено по формуле в 1.3.3.11.

3.8.2.2 Расчет характеристик модели на основании постоянного Re_M.

а) Реактивные машины

Обычно, модельные испытания проводятся при постоянном числе Рейнольдса Re_M. Если гарантии даны на модели при указанном числе Re_{Msp}, то выбирают Re_{M^*}=Re_{Msp}. Если модельное испытание не может быть выполнено при постоянном числе Рейнольдса, гидравлическая эффективность вычисляется для каждой точки с различным числом Re_M, а затем масштабируется к Re_{M^*} (см. рисунки 62 и 63).

Применяется следующая формула при $\sigma = \sigma_{pl}$

$$(\Delta\eta_h)_{M\to M^*} = \delta_{ref}\left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_M}\right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_{M^*}}\right)^{0,16}\right],$$

где $\delta_{ref} = \dfrac{1-\eta_{h\ opt\ M}}{\left[\left(\dfrac{Re_{ref}}{Re_{\ opt\ M}}\right)^{0,16} + \dfrac{1-V_{ref}}{V_{ref}}\right]}$ и $Re_{ref} = 7\cdot 10^6$;

Re_{optM} – число Рейнольдса, при котором замерен оптимальный КПД η_{hopt} в каждом эксплуатационном режиме модели (3.8.2.2 1); значение V_{ref} взято из 3.8.2.2.2.

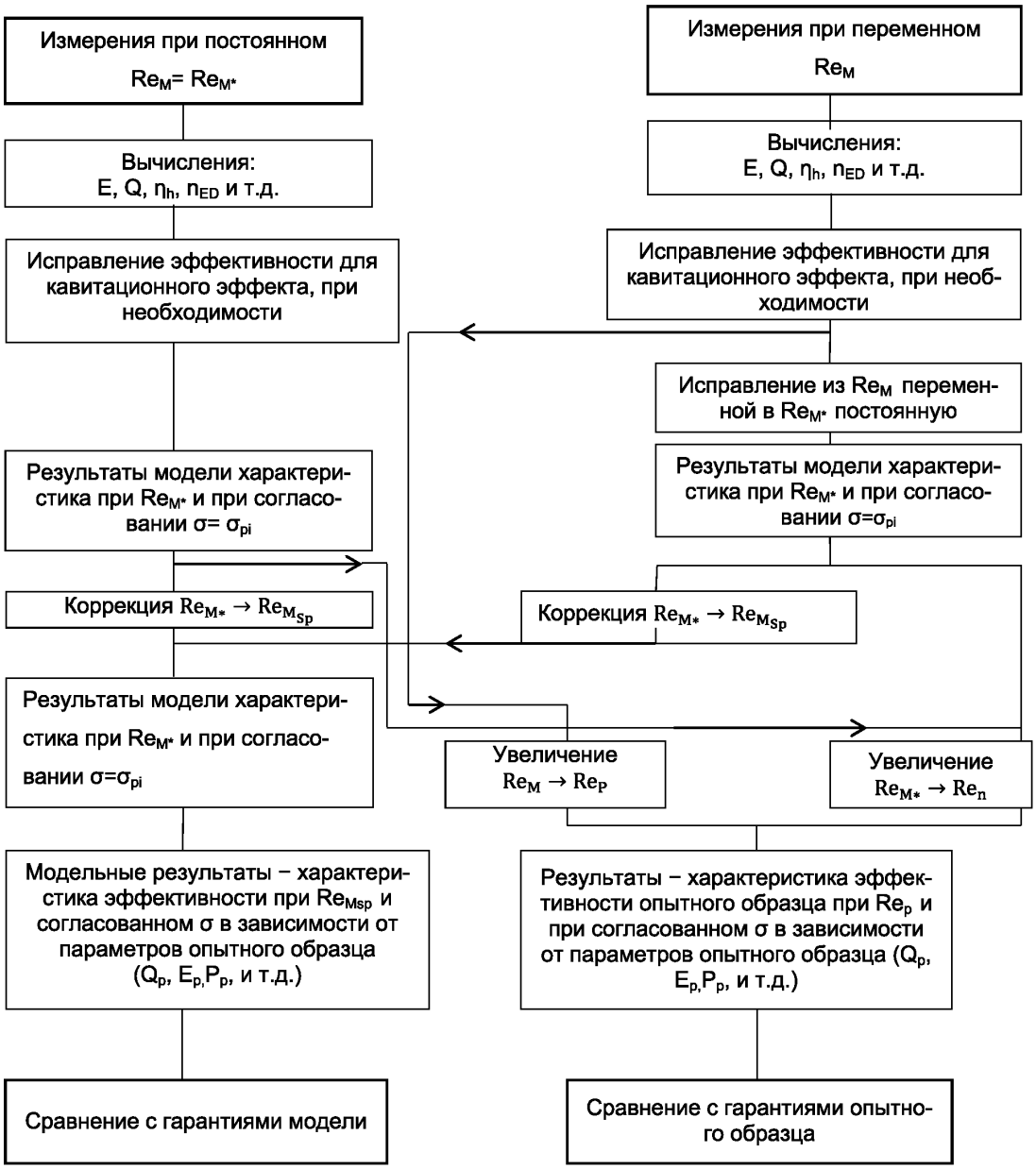


Рисунок 62 – Реактивные машины. Процедура оценки результатов испытаний в сравнении с гарантиями

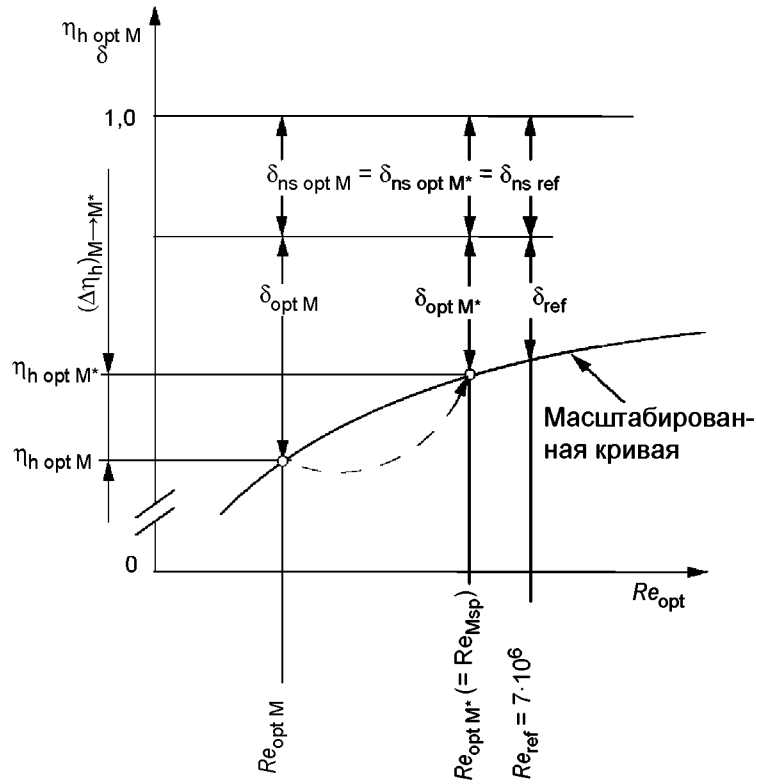


Рисунок 63 – Масштабированная кривая для оптимальной точки КПД

b) Активные турбины

Практическим опытом многих изготовителей подтверждено влияние на ковшовые турбины чисел Фруда, Рейнольдса и Вебера. Методика учета этого влияния предложена в приложении K и может быть использована по взаимному соглашению.

3.8.2.2.1 Определение гидравлической эффективности (КПД)

Серия испытаний, проведенных в соответствии с 2.3.3.3.5, обеспечивает оптимальное значение гидравлической эффективности модели η_{hoptM} и соответствующего числа Рейнольдса Re_{optM} в условиях отсутствия кавитации. Используя эти значения на основании уравнении 3.8.2.2, могут быть подсчитаны δ_{ref} и $(\Delta\eta_h)_{M\to M^*}$ (см. рисунок 63 и приложение F). Для насос-турбины эта процедура применяется отдельно для турбины и насоса. Для осевых или диагональных машин, с неподвижными лопастями рабочего колеса и/или неподвижными углами НА (см. таблицу 7) η_{hoptM} является оптимальным КПД испытываемой модели с таким же открытием, как у опытного образца.

Таблица 7 – Значения V_{ref}

Тип реактивной машины[1)]	V_{ref}
Турбины	
Радиально-осевые турбины	0,7
Осевые и диагональные прямоточные[2)] турбины, диагональные турбины с регулируемыми лопастями рабочего колеса, или регулируемым и неподвижным НА	0,8
Осевые и диагональные турбины с неподвижными лопастями рабочего колеса (пропеллерные турбины)	0,7
Насосы	
Радиальные насосы (одноступенчатые или многоступенчатые)	0,6
Осевые или диагональные насосы	0,6
Насос-турбины	
Радиальная насос-турбина (одноступенчатая или многоступенчатая), действующая в качестве турбины	0,7
Радиальная насос-турбина (одноступенчатая или многоступенчатая), действующая в качестве насоса	0,6

Окончание таблицы 7

Тип реактивной машины[1)]	V_{ref}
Осевая или диагональная насос-турбина с регулируемыми лопастями рабочего колеса, действующая в качестве турбины	0,8
Осевая или диагональная насос-турбина с регулируемыми лопастями рабочего колеса, действующая в качестве насоса	0,6
Осевая или диагональная насос-турбина с неподвижными лопастями рабочего колеса, действующая в качестве турбины	0,7
Осевая или диагональная насос-турбина с неподвижными лопастями рабочего колеса, действующая в качестве насоса	0,6

[1)] Для гидравлических машин специального дизайна (например, машины с двумя потоками, радиально-осевые турбины с лопастями-разделителями, внешними оправами турбины) формулы масштабирования с другими значениями V_{ref} и другими значениями образца отношения Re_{ref}/Re_{M^*} в уравнении, данные 3.8.2.2, основанные на индивидуальных потерях и опыте, могут быть применены после взаимных соглашений.

[2)] Прямоточные турбины включают в себя капсульные турбины, турбины шахты, турбины генератора оправы, S-образные турбины.

3.8.2.2.2 Назначение коэффициента распределения потерь V_{ref}

Значения V_{ref}, перечисленные в таблице 7, относятся к Re_{ref}=7 10^6. Они представляют собой отношение относительных масштабируемых потерь к относительным общим потерям ($1-\eta_{hopt}$) для точки оптимальной гидравлически и эффективной для заданного числа Рейнольдса Re_{ref}=7 10^6 для различных типов реактивных машин (см. приложение F).

3.8.2.2.3 Расчет фактора механической мощности P_{ED}* (или коэффициента P_{nD}*), относящегося к постоянному значению Re_M* для реактивных машин

Когда $Re_M \neq Re_{M^*}$, то следует исправить P_{ED} к P_{ED^*} или P_{nD} к P_{nD^*} на следующее:

Турбины Насосы:

$$P_{ED^*} = P_{ED}\frac{\eta_{hM}}{\eta_{hM^*}} \qquad P_{ED^*} = P_{ED}\frac{\eta_{hM^*}}{\eta_{hM}}$$

$$P_{nD^*} = P_{nD}\frac{\eta_{hM}}{\eta_{hM^*}} \qquad P_{nD^*} = P_{nD}\frac{\eta_{hM^*}}{\eta_{hM}} \ .$$

3.8.2.3 Презентация производительности модели

Три основных типа гидромашин:

- машина одинарного регулирования;
- машина двойного регулирования;
- нерегулируемая машина с ними имеют дело отдельно. Каждый тип машин подразделяют на турбины (или насос-турбины, работающие как турбины) и насосы (или насос-турбины, работающие как насосы).

Так как эффективность модели гарантируется для заданного значения Re_{Msp} обычно заявляют в зависимости от данных о прототипе E_P и Q_{1P} (или P_{mP}) для турбин; Q_P или E_P для насосов, модельные характеристики преобразованы в данные о прототипе, используя соответствующие формулы (3.8.2.5). Влияние кавитации на производительность модели и на масштабируемую эффективность описывается в 3.8.2.3.7 и 3.8.2.4.2. Для всех следующих случаев первый шаг – это определение η_{hoptM}, δ_{ref} и $\Delta\eta_h$ (3.8.2.2).

3.8.2.3.1 Машина одинарного регулирования (рисунок 64)

Процедуру применяют к любому типу активных или реактивных гидромашин. Гарантируемая эффективность обычно дается для одной определенной скорости и одной или более удельным гидравлическим энергиям. В результате необходимо получить из данных испытаний модели достаточное число точек или кривых, чтобы покрыть гарантии. Если испытания выполнены, выбирая энергетические коэффициенты, или факторы скорости почти равняются заданным, то возможно получить ряд точек или кривых[1)] $\eta_{hM^*}(Q_{nD})$ или $\eta_{hM^*}(Q_{ED})$ возможно использовать для сравнения с гарантиями.

Поскольку испытание при факторе постоянной скорости не возможно, рекомендуется следующая процедура:

[1)] Для определения, например лучших гладких кривых, см. приложение H.

- измерение ряда точек, достаточных, чтобы нарисовать трехмерную поверхность (диаграмма возвышения): $\eta_{hM^*}(E_{nD}, Q_{nD})$ или $\eta_{hM^*}(n_{ED}, Q_{ED})$;

- разделить на секции трехмерную поверхность, представляющую гидравлическую эффективность при энергетических коэффициентах или заданных факторах скорости. Рисунок 64 показывает трехмерную представительную поверхность η_{hM^*}, нарисованную в сравнении с коэффициентами энергии и расхода и сечением в указанных значениях $E_{nD} = E_{nDsp}$. Определение трехмерной поверхности (диаграмма возвышения) необходимо, если гарантии основаны на ежегодной выработке энергии. Для каждых E_{nDps} (или n_{EDsp}) значений η_{hM^*}, полученных после одной из вышеупомянутых процедур, должен быть вычислен коэффициент механической мощности P_{nD^*} (или фактор P_{ED^*}) для сравнения с модельными гарантиями.

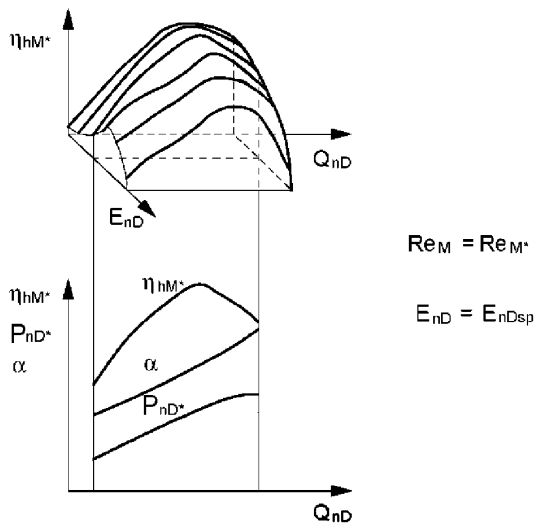


Рисунок 64 – Турбина ординарного регулирования. Трехмерная поверхность гидравлического КПД и кривые эксплуатационных характеристик при постоянном E_{nD}

3.8.2.3.2 Насос одинарного регулирования (рисунок 65)

Гарантированный КПД и расход обычно выдают для определенной скорости и для ряда значений гидравлической энергии. В результате при проведении соответствующих модельных испытаний необходимо получить достаточное число точек или кривых для покрытия гарантий. Для разных открытий НА построены кривые[1)] $\eta_{hM^*}(Q_{nD})$ и $E_{nD}(Q_{nD})$ или $\eta_{nM^*}(E_{nD})$ или $Q_{nD}(E_{nD})$ и определены основные коэффициенты механической мощности P_{nD^*} (см. рисунок 65). Открытия НА выбирают с учетом гарантированных расходов и КПД и предельных значений мощности.

[1)] Оптимальные соотношения α, β на модели и на прототипе являются только приблизительно теми же самыми (3.4).

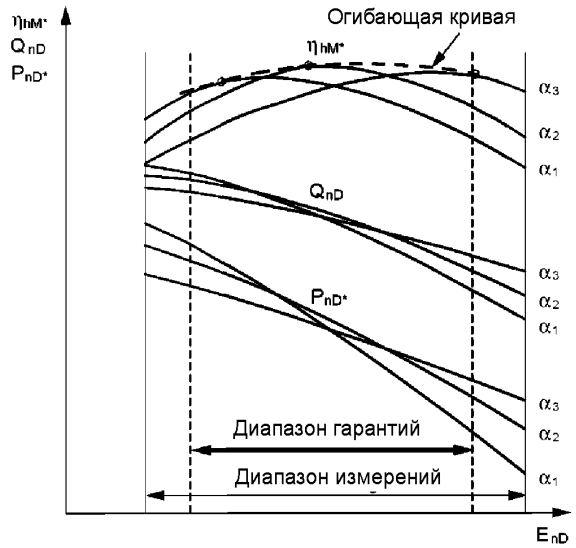


Рисунок 65 – Насос одинарного регулирования. Кривые производительности

3.8.2.3.3 Турбина двойного регулирования (рисунок 66)

Гарантируемая эффективность обычно дается для одной определенной скорости и одной или более удельной гидравлической энергии. В результате необходимо получить из данных модельных испытаний достаточное число точек или кривых, чтобы покрыть гарантии.

Если испытания проводятся, выбирая коэффициенты энергии или коэффициенты скорости, равные заданным, тогда можно получить ряд точек или кривых[1)] $\eta_{hM^*}(Q_{nD})$ или $\eta_{hM^*}(Q_{ED})$ для сравнения с гарантиями: испытания обычно проводятся, рассматривая турбины двойного регулирования, как набор турбин одинарного регулирования, имеющих различные постоянные углы лопасти рабочего колеса.

Рисунок 66 показывает кривую производительности, нарисованную для модели поворотно-лопастной (Каплан) турбины, измеренную числом точек при шести различных углах лопасти рабочего колеса β_1, β_2 и т.д. и, сохраняя E_{nD} постоянным (равным E_{nDsp}): в положении «вкл.» кулачка концевика кривая гидравлической эффективности η_{hM^*} есть огибающая линия, определяющая оптимальное отношение НА и лопасти рабочего колеса[1)].

[1)] Оптимальные соотношения α, β на модели и на прототипе являются только приблизительно теми же самыми (3.4).

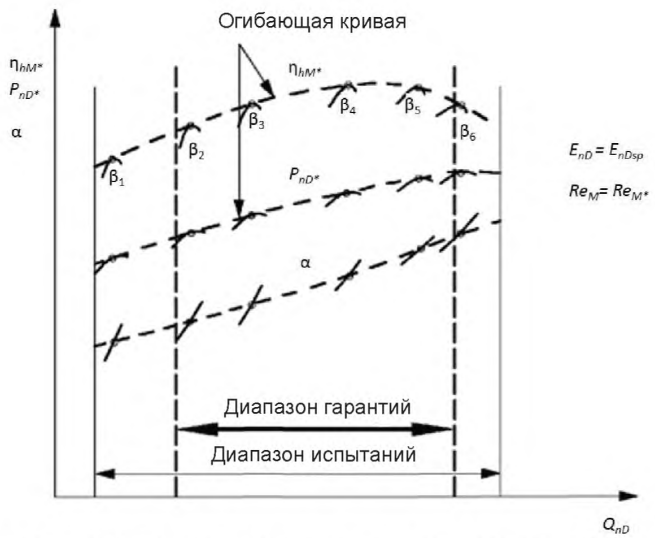


Рисунок 66 – Турбина двойного регулирования. Кривые производительности при постоянном E_{nD}

Так как невозможно выполнить испытание при постоянном энергетическом коэффициенте или факторе скорости, рекомендуется следующая процедура:

- измерить достаточное число точек, чтобы нарисовать трехмерную поверхность (диаграмму возвышения): $\eta_{hM*}(E_{nD}, Q_{nD})$ или $\eta_{hM*}(n_{ED}, Q_{ED})$ для выбранных углов наклона лопастей рабочего колеса;
- разбить на части диаграмму возвышения, представляющую гидравлическую эффективность при энергетических коэффициентах или определенных факторах скорости.

Таким образом, значение η_{hM*} в положении «вкл.» кулачка концевика определено рисунком 66. Определение диаграммы возвышения необходимо, если гарантии определяются на основании годовой выработки.

Для каждого E_{nDsp} или n_{EDsp} полученное значение η_{hM*} на основании одного из выше указанных методов, дает возможность сосчитать кривую коэффициента мощности механического рабочего колеса P_{nD*} или фактора P_{ED*} для сравнения с гарантиями модели.

3.8.2.3.4 Насос двойного регулирования (рисунок 67)

КПД гарантий и расход обычно выдаются на одну из определенных скоростей и заданный ряд гидравлической энергии. В результате при необходимости получить из данных модельных испытаний достаточное число точек или кривых для покрытия гарантий.

Процедура та же, что и для турбин двойного регулирования (3.8.2.3.3). На рисунке 67 показана кривая рабочей производительности, построенная для модели насоса двойного регулирования, сохраняя E_{nD} постоянным E_{nDsp}.

Для каждого E_{nDsp} или n_{EDsp} значения η_{hM*} получают на основании одного из вышеуказанных методов, что позволяет определить кривую коэффициента мощности P_{nD*} или фактора P_{ED*} для сравнения с гарантиями модели.

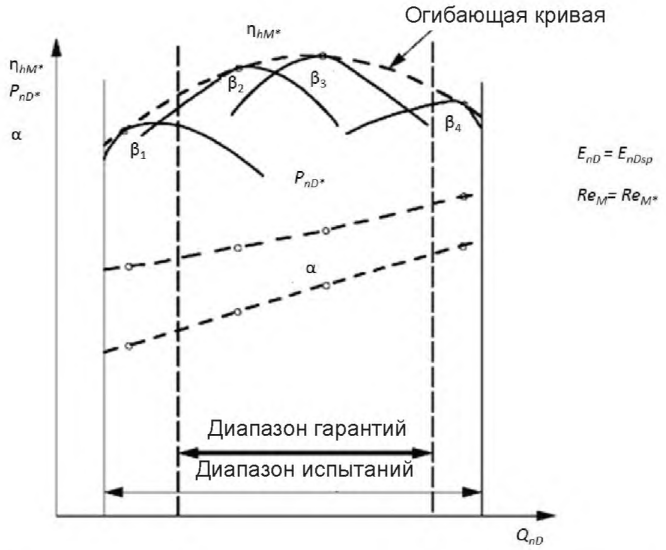


Рисунок 67 – Насос двойного регулирования. Кривые производительности при постоянном E_{nD}

3.8.2.3.5 Нерегулируемая турбина (рисунок 68)

Гарантированный КПД и расход обычно выдаются для одной из определенных скоростей или заданного диапазона гидравлической энергии. Есть только одна независимая переменная: E_{nD} (или Q_{nD}) или n_{ED} (или Q_{ED}) см. таблицу 6.

Кривые производительности[1)], в том числе коэффициент механический мощности P_{nD*} или фактор P_{ED*}, вычисляемые с помощью гидравлической эффективности η_{hM*}, показаны на рисунке 68. Они непосредственно используются для сравнения с гарантией модели[2)].

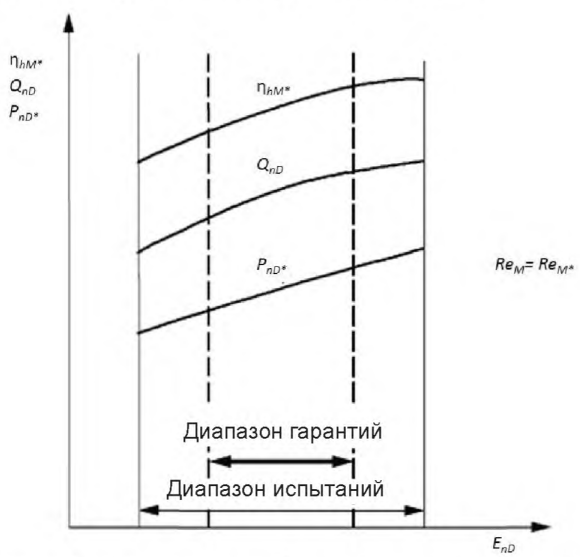


Рисунок 68 – Нерегулируемая турбина. Кривые производительности

1) Для определения, например лучших гладких кривых, см. приложение Н.

2) Оптимальные соотношения α, β на модели и на прототипе являются только приблизительно теми же самыми (3.4)



Рисунок 69 – Нерегулируемый насос. Кривые производительности

3.8.2.3.6 Нерегулируемый насос (рисунок 69)

Гарантированная эффективность и расход, как правило, дается для одной определенной скорости и заданного ряда гидравлической энергии. Есть только одна независимая переменная: E_{nD} (или Q_{nD}).

Кривые производительности[1)], в том числе коэффициент мощности механического рабочего колеса P_{nD*}, вычисляемые через гидравлический КПД η_{hM*}, показаны на рисунке 69. Они непосредственно используются для сравнения с гарантиями модели.

3.8.2.3.7 Влияние кавитации на мощность модели, расхода и/или удельную гидравлическую энергию и эффективность

Рекомендуется проверить влияние кавитации, характеризуемой числом Тома (или коэффициентом кавитации), на модель производительности[1)]. В 2.3.3.3.5 и 2.3.3.3.6 описана процедура испытаний.

Если при проведении испытаний будет выявлено влияние в пределах выданных гарантий, на рисунке 70 показана процедура корректировки кривой КПД, определенной при $\sigma_M > \sigma_{pl}$, при достаточном числе предварительно согласованных рабочих точек. Влияние кавитации на расход и эффективность при σ_{pl} переносят на кривые производительности, определенные при $\sigma_M > \sigma_{pl}$. Значения характеристик, которые должны быть приняты во внимание при сравнении с гарантированными, должны учитывать влияние кавитации в условиях станции.

На рисунке 71 показаны кривые P_{ED}, Q_{ED} и η_{hM}, построенные для одной измеренной точки при изменении числа Тома σ для модели радиально-осевой турбины или насоса-турбины, работающего, как турбина. Кривые на рисунке 72 построены для модели насоса, или насос-турбины, работающего, как турбина. В последнем случае кривая Q_{ED} замещена на кривую E_{nD}, которая больше отвечает характеристикам насоса. В случае насоса, σ_{nD} перемещает σ поскольку E является величиной переменной при проведении кавитационных испытаний[2)].

Число Тома, измеренное на модели, передается опытному образцу натурной машины $NPSE_P$, используя формулы, данные в 3.8.2.5.3.

Где гарантии даны на прототипе, кавитационное влияние на масштабируемую формулу дано в 3.8.2.4.2.

---

1) NPSE и σ-значения определяются в контрольном сечении низкого давления 2 модели (1.3.3.6.5 и 2.3.6.6). Так как только свободный уровень воды в всасывающем канале станции обычно известен, надо при расчете σ-факторов при гарантированных точках производительности учитывать конкретные гидравлической энергии, распыленные между уровнем со стороны нижнего бьефа и сечением 2. В случае насоса, имеющего всасывающий канал, на котором свободные уровни воды могут быть измерены неподалеку отсечения 2, потери насоса па входе можно считать незначительными и заданные гидравлической энергии в сечении 2, как предполагается, соответствуют ее погружению. В других случаях соглашение должно быть достигнуто между сторонами.

2) Для насосов может быть полезно сохранить Ено почти неизменным, как показано на рисунке 71.

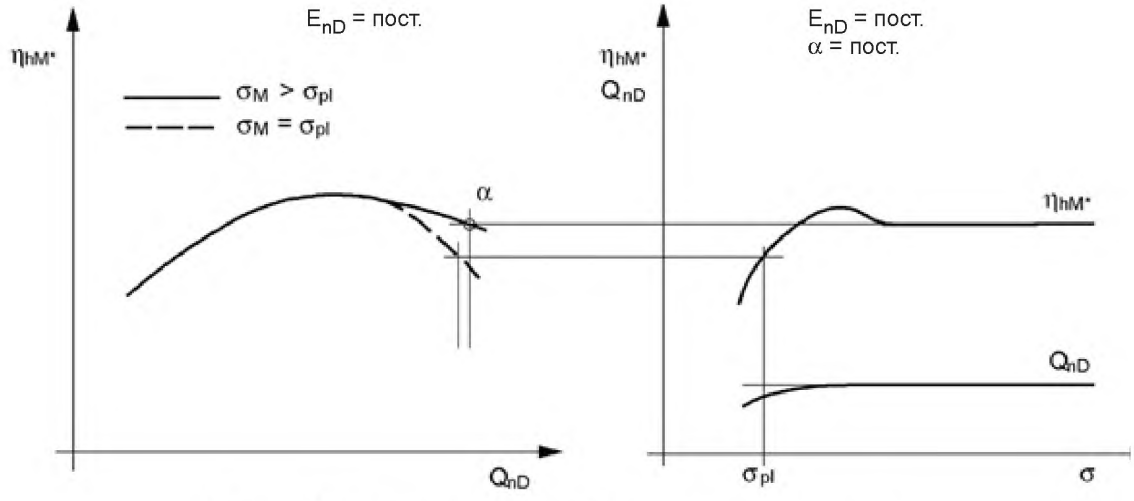


Рисунок 70 – Поправка кривой КПД с учетом влияния кавитации (например, при работе прямоточной машины с перегрузкой)

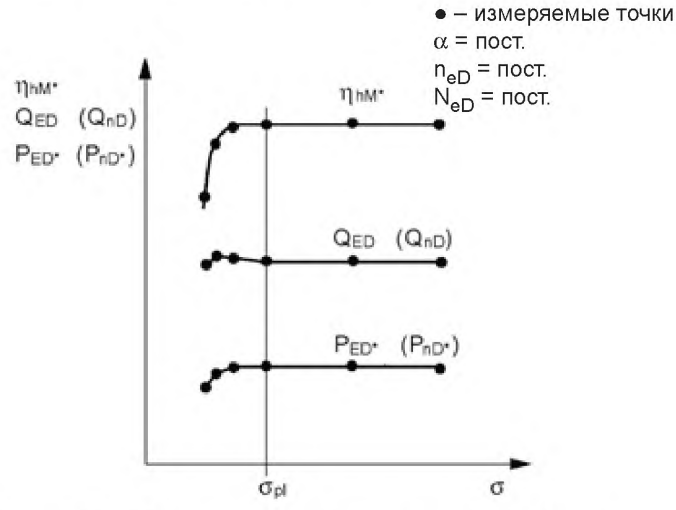


Рисунок 71 – Модель радиально-осевой турбины. Кривые кавитации

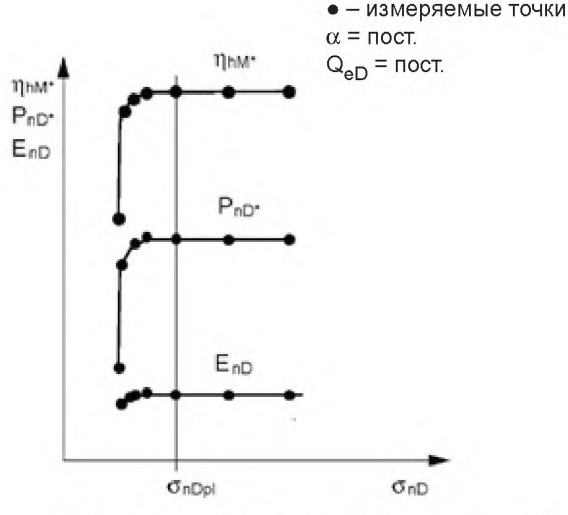


Рисунок 72 – Модель насоса. Кривые кавитации

3.8.2.4 Расчет характеристик опытного образца натурной машины

3.8.2.4.1 Пересчет КПД

Для реактивных машин, если гарантии выдаются на прототип, пересчет КПД модели η_{hM}, измеренный при разных числах Рейнольдса Re_M, пересчитывают на число опытного образца натурной машины Re_p по формуле

$$(\Delta\eta_h)_{M\to P} = \delta_{ref}\left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_M}\right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P}\right)^{0,16}\right].$$

Значение Re_{ref} и формула для расчета δ_{ref} даны в 3.8.2.2a.

Если КПД модели измерен при постоянном числе Рейнольдса Re_{M^*} или пересчитан на постоянное число Re_{Msp}, $\Delta\eta_h$ тоже будет постоянным в пределах гарантированных КПД, если, как это обычно происходит, n_P и следовательно Re_p будут постоянными (см. рисунок F.3).

Если КПД модели было определено при разных значениях числа Рейнольдса, то $\Delta\eta_h$ должно быть рассчитано отдельно для каждой измеряемой точки, с учетом соответствующего Re_M (см. рисунок F.4).

По активной турбине это оговаривается в контракте, поскольку при разработке проекта необходимо учитывать результат пересчета КПД; $(\Delta\eta_h)_{M\to P}$ определяют в соответствии с приложением K.

Другие основные гидравлические характеристики опытного образца натурной машины (расход, удельная гидравлическая энергия и мощность рабочего колеса/импеллера) определяются, используя формулу из 3.8.2.5, с учетом пересчета КПД.

Метод построения[1)] кривых производительности опытного образца натурной машины и определения кривых для сравнения с гарантиями опытного образца натурной машины тот же, что и для модели (3.8.2.3).

3.8.2.4.2 Влияние кавитации на применение формулы пересчета

Несмотря на то, что в мире не существует никакой теории пересчета при существовании условий кавитации, пришли к соглашению, что пересчет для условий работы машины при отсутствии кавитации может быть использован при значениях σ, где на производительность не влияет кавитация. По договоренности этот пересчет может быть применен и в случае уменьшения или роста гидравлической эффективности при условии, что уменьшение числа Тома σ не превысило 5 %, если не оговорено обратное (см. рисунок 73).

В случае превышения вышеуказанных 5 %, взаимодействие между производительностью модели и опытного образца натурной машины, меньше и требует предварительного согласования сторон. Значение P_{mP} определяют на базе значений η_{hP}, Q_p, E_p при σ_{pl}. В больших прямоточных турбинах, если подобие Фруда не может быть выполнено (2.3.1.5.1), в методе пересчета характеристик кавитации от модели до опытного образца натурной машины должно быть принято во внимание вертикальное распределение кавитации, например, показанное в [17].

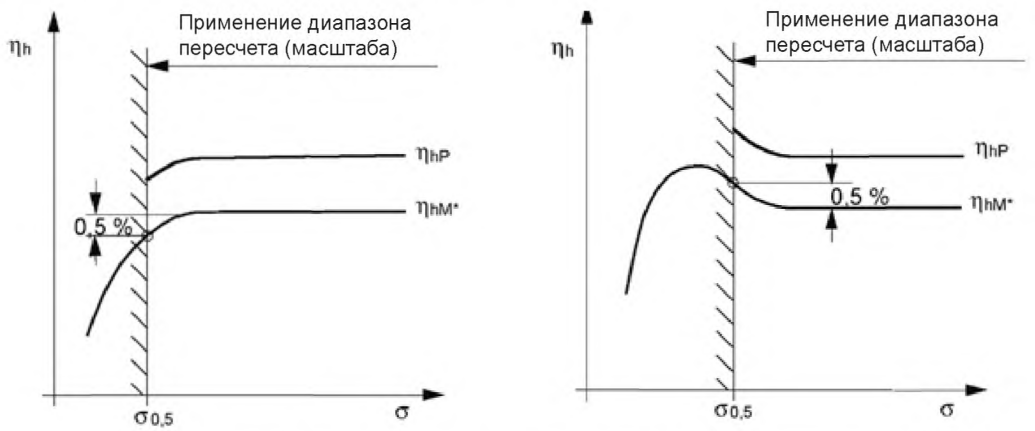


Рисунок 73 – Модель радиально-осевой турбины: кривые кавитации. Примеры пределов для применения формулы пересчета

1) Для определения, например лучших гладких кривых, см. приложение H.

3.8.2.5 Формула расчета характеристик опытного образца натурной машины в пределах гарантированного диапазона КПД

Результаты испытаний, полученные для каждой точки, расход Q_{1P}, удельная гидравлическая энергия E_P и механическая мощность рабочего колеса/импеллера P_{mP}, геометрически подобного опытного образца натурной машины и работающего в аналогичных условиях (2.3.1.2), пересчитывают по формуле, приведенной ниже.

3.8.2.5.1 Реактивные машины

Эффект пересчета, обусловленный влиянием числа Рейнольдса на КПД, взят в расчет для мощности механического рабочего колеса/импеллера[1]. Хотя данные для пересчета расхода и удельной гидравлической энергии не показывают заметных отклонений, принято считать, что только КПД и мощность (в силу увеличения эффективности) подвержены влиянию эффекта пересчета[2]. Можно использовать два метода:

a) Прямой расчет, на базе замеров на модели $\eta_{hP}=\eta_{hM}+(\Delta\eta_h)_{M\to P}$, где $(\Delta\eta_h)_{M\to P}$ определяют по формуле 3.8.2.4.1.

$$Q_{1P} = Q_{1M}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{0,5} = Q_{1M}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3\frac{n_P}{n_M} \quad E_P = E_M\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2.$$

Для турбины – $P_{mP} = \rho_{1P}Q_{1P}E_P\eta_{hP} = P_{mM}\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1,5}\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = P_{mM}\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5\left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}$,

существующий $P_{mM} = \rho_{1M}Q_{1M}E_M\eta_{hM}$;

для насоса – $P_{mP} = \frac{\rho_{1P}Q_{1P}E_P}{\eta_{hP}} = P_{mM}\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1,5}\frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} = P_{mM}\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5\left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3\frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}}$,

существующий $P_{mM} = \frac{\rho_{1M}Q_{1M}E_M}{\eta_{hM}}$.

b) Пересчет из безразмерных (факторов) коэффициентов предварительно полученных из модельных измеренных данных $\eta_{hP}=\eta_{hM}+(\Delta\eta_h)_{M\to P}$

$$Q_{1P} = Q_{ED}D_P^2E_P^{0,5} = Q_{nD}D_P^3n_P;$$

$$E_P = \frac{1}{n_{ED}^2}D_P^2n_P^2 = E_{nD}D_P^2n_P^2.$$

Для турбины – $P_{mP} = P_{ED}\rho_{1P}D_P^2E_P^{1,5}\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = P_{nD}\rho_{1P}D_P^5n_P^3\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}$;

для насоса – $P_{mP} = P_{ED}\rho_{1P}D_P^2E_P^{1,5}\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = P_{nD}\rho_{1P}D_P^5n_P^3\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}$.

Вышеуказанные формулы могут также применяться, когда измеренные КПД модели относятся к постоянному числу Рейнольдса η_{hM^*} (3.8.1).

3.8.2.5.2 Активные турбины Пелтона

Формулу 3.8.2.5.1 применяют в следующих случаях:

- если эффект масштаба в расчет не принимают, тогда $\eta_{hP}=\eta_{hM}$;
- если же в контракте оговорено обратное, тогда $(\Delta\eta_h)_{M\to P}$ может быть рассчитан согласно приложению K.

---

[1] В случае осевых турбин, которые в условиях низкой гидравлической энергии далеки отточки наилучшей эффективности, некоторые замеры мощности отличаются от расчетных в соответствии с данным стандартом.

[2] Иногда, испытания опытного образца натурной машины показывают эффекты сдвига на кривые $Q_{1P}=f(E_p)$ и последовательно на кривые $P_{mP}=f(E_p)$ в сравнении с соответствующими кривыми модели. Эффекты сдвига на $Q_{1P}=f(E_p)$ должны быть приняты во внимание в определении максимальной механической мощности насоса. Возможный подход дан в [18] с применением формулы

$$P_{mP} = P_{mM}\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\left(\frac{n_p}{n_M}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5$$

3.8.2.5.3 Формула расчета опытного образца натурной машины $NPSE_P$

Чистая положительная удельная энергия опытного образца натурной машины определяется по формуле $NPSE_P = \sigma E_P = \sigma_{nD} \cdot n^2_P D^2_P$.

3.8.3 Вычисление установившейся угонной скорости и расхода

3.8.3.1 Определение модели установившихся разгонных кривых

Масштабный эффект числа Рейнольдса принят за ноль в диапазоне близком к операции разгона. Эффект числа Тома на разгонные кривые может быть существенным (3.8.3.2). В случае модели машины одинарного регулирования, для каждой точки ряда чтений и/или показаний физических величин раньше определяли модельную установившуюся скорость угона и расход при $T_{mM} = 0$ (2.3.3.3.7).

Затем рассчитывают средние значения E_M, Q_{1M}, n_M и $NPSE_M$; и, наконец, получаются $n_{ED,R}$ и $Q_{ED,R}$ ($E_{nD,R}$,$Q_{nD,R}$), используя формулу 1.3.3.12.

Кривая разгона[1)] построена для разных углов α или s (см. рисунок 74) для получения максимальной скорости угона $n_{ED,Rmax}$ и расхода $Q_{ED,Rmax}$.

При испытании модели турбины двойного регулирования кривая разгона обычно рисуется для каждого угла лопасти рабочего колеса/импеллера β. Чтобы определить максимальную угонную скорость и расход строят огибающую кривую (см. рисунки 78 и 79). В случае модели нерегулируемой машины, кривая разгона сокращается до точки применения безразмерных коэффициентов или факторов. Угонные испытания проводят при разном открытии лопаток НА, угле лопасти рабочего колеса/импеллера, ударе иглы выше гарантированного диапазона.

При испытании ковшовых турбин Пелтона максимальную угонную скорость определяют, принимая во внимание влияние числа насадок (см. рисунок 75).

Если при проведении испытаний невозможно достичь $T_{mM} = 0$, то условия угонной скорости могут определяться экстраполированием (см. рисунок 76).

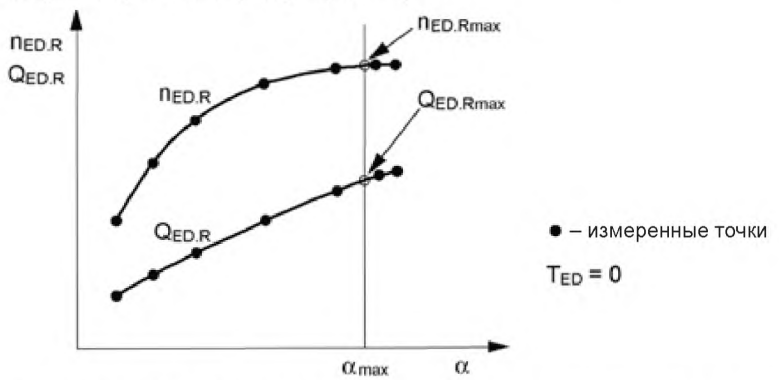


Рисунок 74 – Кривые разгона для турбины Френсиса одинарного регулирования

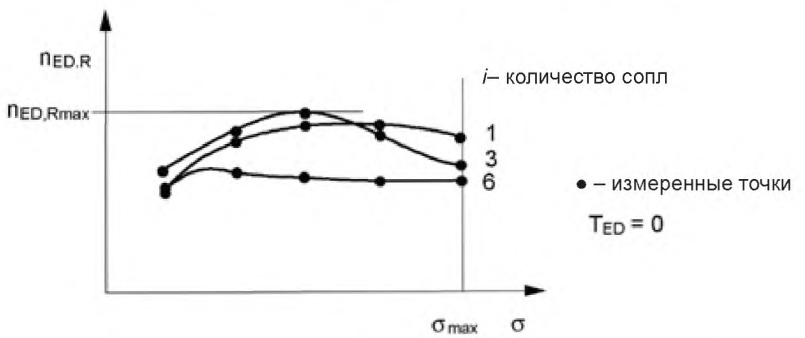


Рисунок 75 – Кривые разгона для турбины одинарного регулирования (6 сопел Пелтона)

[1)] Для насоса скорость угона и расход обычно называют обратной угонной скоростью и ратным угонным расходом.

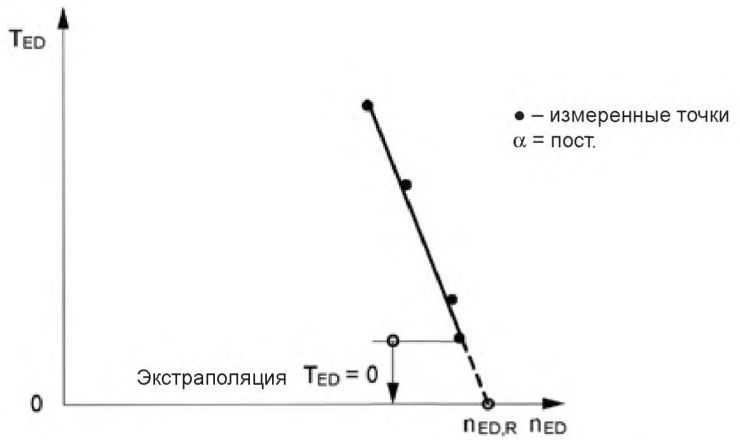


Рисунок 76 – Угонная скорость, определенная с помощью экстраполяции.
Пример для турбины Френсиса одинарного регулирования

3.8.3.2 Влияние кавитации на угонную скорость и расход

Рекомендуется проверить влияние числа Тома на рабочие характеристики модели в условиях угонной скорости. В 2.3.3.3.7 дано подробное описание процедуры проведения испытания. Рисунок 77 показывает влияние кавитации на среднюю скорость модели радиально-осевой турбины при открытии НА α_{max}.·Кавитация оказывает значительное влияние на кривые разгона поворотно-лопастной турбины. Рисунок 78 показывает кривые кавитации $n_{ED,R}$ и $Q_{ED,R}$ при различных открытиях НА α и для разных углов лопастей рабочего колеса β. То же самое явление представлено на рисунке 79, которое показывает кривые $n_{ED,R}(Q_{ED,R})$ при высокой σ и $\sigma=\sigma_{pl}$.

Число Тома или коэффициент кавитации, определенные на модели, обычно пересчитывают на прототип $NPSE_P$ по формуле 3.8.2.5.3.

При больших прямоточных турбинах, когда невозможно применить сходство Фруда (2.3.1.5.1), конверсионный метод пересчета характеристик кавитации с модели на прототип должен учитывать вертикальное распределение кавитации, как, например, в [19].

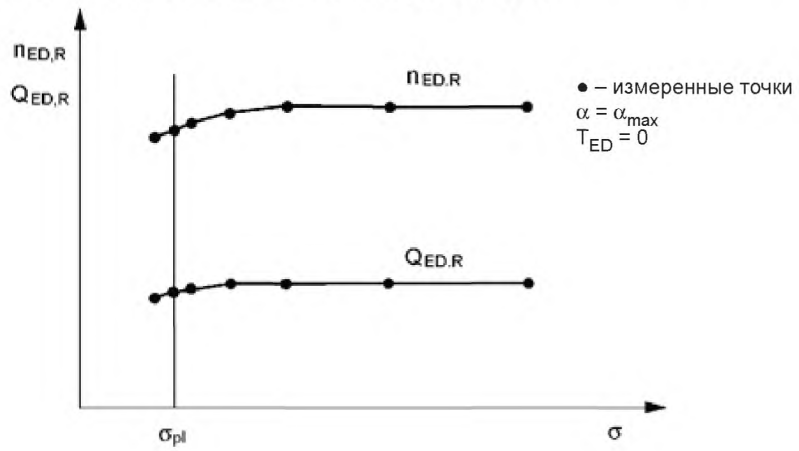


Рисунок 77 – Влияние числа Тома на угонную скорость и расход турбины Френсиса одинарного регулирования

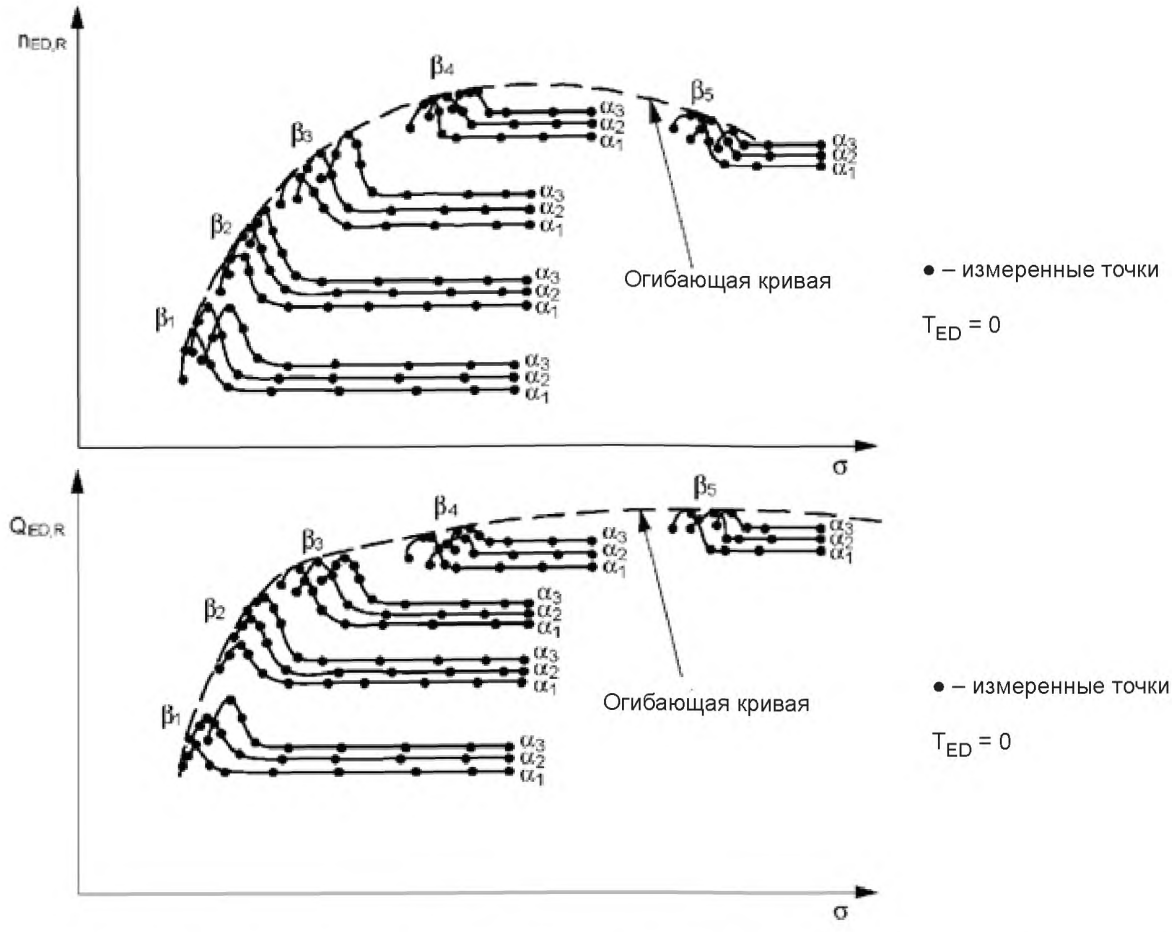


Рисунок 78 – Влияние числа Тома на угонную скорость и расход турбины Каплана двойного регулирования

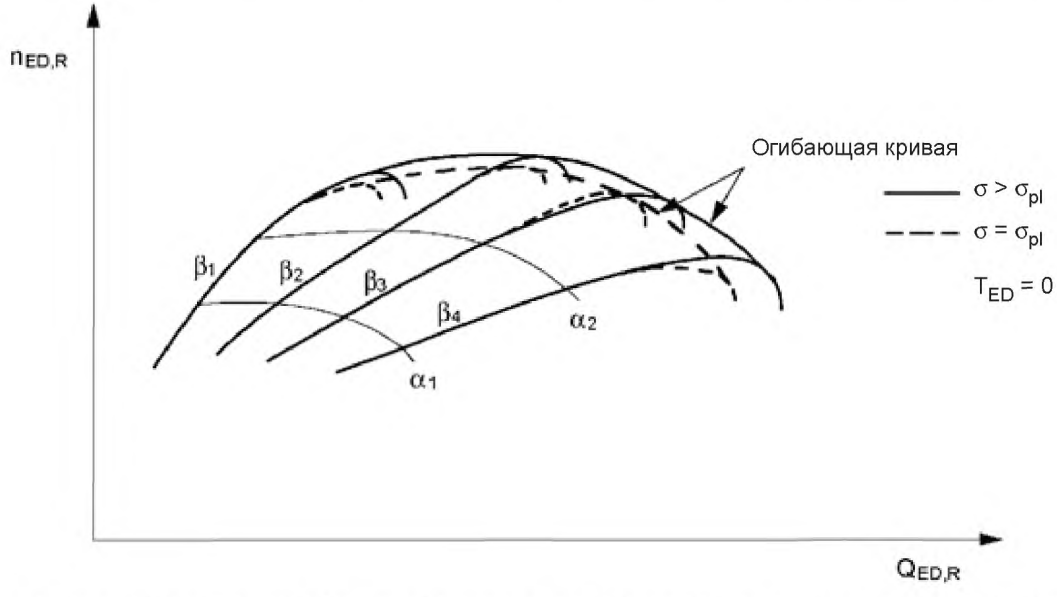


Рисунок 79 – Влияние числа Тома на разгонные кривые (при положении «выкл.» кулачка концевика) турбины Каплана двойного регулирования

3.8.3.3 Определение установившихся разгонных кривых опытного образца натурной машины

Если угонные гарантии выдают для опытного образца натурной машины, эффект пересчета обычно в расчет не принимается; это значит, что $P_{ED,M}=P_{ED,P}$ в диапазоне, близком к угонной точке. Угонные характеристики опытного образца натурной машины определяют при σ_{pl} на базе результатов испытания модели по формуле, в основу которой заложены правила подобия (3.8.3.4) при этом определяют точки максимальной угонной скорости и расхода. Согласно приложению G, в случае необходимости, учитывают потери трения в уплотнениях подпятника, направляющих подшипников и уплотнении вала, а также механические и вентиляционные потери машины, если не оговорено обратное.

3.8.3.4 Формула для расчета угонных характеристик опытного образца натурной машины

Возможны две процедуры:

a) Прямой пересчет с измеренных данных модели

$$n_{R,P} = n_{R,P}\frac{D_M}{D_P}\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{0,5} \qquad Q_{1,RP} = Q_{1,RM}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{0,5}.$$

Формула $P_{mP} = P_{mM}\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1,5}$ используется для построения кривой $P_{mP}(n_P)$, необходимой для учета потерь трения и вентиляционных потерь на уплотнениях подшипников и вала (см. приложение G).

b) Расчет с безразмерных коэффициентов, полученных в результате пересчета с измеренных данных модели

$$n_{R,P} = n_{ED,R}\frac{E_P^{0,5}}{D_P} \qquad Q_{1,RP} = Q_{ED,R}D_P^2 \cdot E_P^{0,5}.$$

Формула $P_{mP} = P_{ED} \cdot \rho_{1P} \cdot D_P^2 \cdot E_P^{1,5}$ используется для построения кривой $P_{mP}(n_P)$, необходимой для учета потерь трения и вентиляционных потерь на уплотнениях подшипников и вала (см. приложение G). Чтобы определить $NPSE_P$ см. 3.8.2.5.3.

3.9 Анализ ошибок

3.9.1 Основные принципы (см. ИСО 5168)

Начиная с измерений, проводимых на модели, должны быть исследованы различные источники погрешностей, для определения соответствующих погрешностей.

3.9.1.1 Определение ошибки

Ошибка в измерении – различие между измеренным и истинным значением величины. Ни одно измерение физических величин не свободно от систематических и случайных погрешностей.

Систематические погрешности невозможно сократить повторением измерений, поскольку они заложены в характеристиках измерительных приборов или условий их установки, или работы. Что касается случайных погрешностей, то их можно сократить в результате повторных измерений, поскольку случайная погрешность отдельных средних n независимых измерений есть $\sqrt{n}$ раз меньше случайной погрешности отдельного измерения (см. приложение L).

3.9.1.2 Определение погрешности

Диапазон, в котором с высокой вероятностью предполагается получить не точные значения измеренных величин, определяют границы погрешностей измерений. В соответствии с настоящим стандартом, точность измерений должна составлять 95 %.

Погрешность измерения величины X может быть выражена абсолютным значением e_X или относительным значением $f_X=e_X/X$.

3.9.1.3 Типы ошибок

Учитывают три типа ошибок:

- ложные ошибки (3.9.1.3.1);
- случайные ошибки (3.9.1.3.2);
- систематические ошибки (3.9.1.3.3).

3.9.1.3.1 Ложные ошибки

Это ошибки по вине персонала, по причине плохой работы приборов, когда полученные результаты признают не действительными. Так, например, такие ошибки возможны при записи результатов или при наличии воздушных карманов в водоводах манометра.

Такие ошибки отбрасывают, не учитывая их в статистической обработке. Если же ошибка не настолько велика, чтобы признать результат не действительным, замер в соответствующей точке можно повторить или пренебречь этой точкой (в качестве примера см. [20]).

3.9.1.3.2 Случайные ошибки и соответствующая неточность измерений

Случайные ошибки вызваны многочисленными, незначительными, независимыми влияниями, которые предотвращает система измерения (повторяемость), когда значения параметров и характеристик будут измерены с той же самой входной величиной.

Измерения отклоняются от их среднего значения в соответствии с законами случайностей, так что их распределение обычно приближается к нормальному (гауссовому) распределению, так как число измерений увеличено.

На случайную ошибку оказывают влияние осторожность, предпринимаемая во время измерений, число измерений и операционные условия. Разброс показаний, наблюдаемый во время испытаний, имеет результатом комбинацию случайной ошибки, являющейся результатом инструментовки и влияния эксплуатационных условий.

Повторение точек в данном эксплуатационном режиме дает значения погрешности, связанные со случайными ошибками, установленными статистическими методами (3.9.2.2.1 и приложение L).

Когда объем выборки (то есть число измерений) мал, необходимо исправить статистические результаты, которые основаны на предположении о нормальном распределении, посредством значения Стьюдента, как объяснено в приложении L. Коэффициент Стьюдента t, компенсирующий погрешность в увеличении стандартного отклонения, для данного доверительного уровня, так как размер образца уменьшен.

3.9.1.3.3 Систематические ошибки и соответствующая погрешность

Систематическая ошибка – та, у которой неизменно есть та же самая величина и тот же самый знак под те же самые условия измерения. Поэтому она не может быть уменьшена увеличением числа измерений, если оборудование и условия измерений остаются неизменными.

Систематические ошибки не затрагивают повторяемость измерений во время испытания. Погрешность, связанная с систематическими ошибками, не может быть оценена экспериментально без изменения оборудования или условий измерений.

Единственный способ проверить основную измерительную систему и получить порядок систематической ошибки − измерить каждую основную величину двумя различными системами, если они доступны. Альтернатива – выдвинуть субъективное суждение на основе опыта и соображений о вовлеченном оборудовании.

Если ошибка имеет уникальную известную величину, тогда она должна быть добавлена или вычтена из результата (ов) измерения и более не будет систематической погрешностью измерения из-за этого источника.

Если систематическая ошибка измерительного прибора неизвестна, но его ошибочные пределы (класс точности) определены, интервал между ними может быть принят как систематическая погрешность этого устройства с доверительным уровнем более, чем 95 %.

Несмотря на различие, показанное выше между систематической и случайной погрешностями, распределение вероятности значений погрешностей каждого систематического компонента есть по существу гауссово и принятое соглашение, вычисляющее полную систематическую f_s погрешность из отдельной систематической погрешности (метод квадратного корня из суммы квадратов).

3.9.1.4 Полная погрешность

Полная погрешность измерения f_t получена, объединением систематической f_s и случайной f_r погрешностей (3.9.1.3.3 и 3.9.1.3.2). Это определяет диапазон, в пределах которого истинное значение, как предполагается, лежит с вероятностью 95 %, и любая точка в этом диапазоне одинаково действительна.

Учитывая тот же самый тип вероятностного распределения систематической и случайной погрешностей, погрешности могут быть объединены методом квадратного корня из суммы квадратов. Подпункт 3.9.2.2.4 объясняет, как определить общую погрешность в модельных испытаниях.

3.9.2 Определение погрешности в модельных испытаниях

3.9.2.1 Источники ошибок

В таблице 8 представлено резюме самых важных источников ошибок, которые могут произойти во время модельных испытаний. В J.1 дан пример анализа источников ошибки и оценки погрешности при измерении величины вторичным электронным устройством.

3.9.2.1.1 Погрешности в результате калибровки вторичных приборов

Помимо возможных ложных ошибок, которые должны быть устранены, систематические и случайные ошибки могут произойти во время калибровки вторичного измерительного прибора.

Смещение[1)] первичного метода и вторичного инструмента и ошибки в физических свойствах является систематическими ошибками, тогда как повторяемость основного метода и вторичного инструмента являются случайными ошибками; ошибки из-за физических явлений и влияния величин может иметь частично систематическую и частично случайную природу.

Полная погрешность в калибровке вторичного инструмента может быть вычислена объединением (метод квадратного корня из суммы квадратов) составная погрешность (см. таблицу 8 и J.1 приложения J), насколько каждый из них может быть оценен.

Практически, результат калибровки, представленный примером на рисунке 80, может использоваться для оценки ошибок в перечислениях b) – e) таблицы 8.

Перечисление f) вообще незначительно, перечисление a) (уклон основного метода) должен быть получен из более высокого уровня в цепи калибровки (отслеживаемость первичного метода), или сертифицированный нейтральным специалистом.

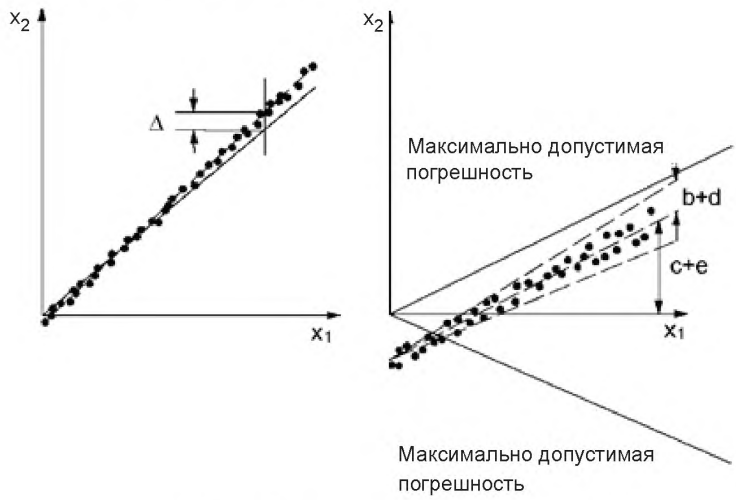
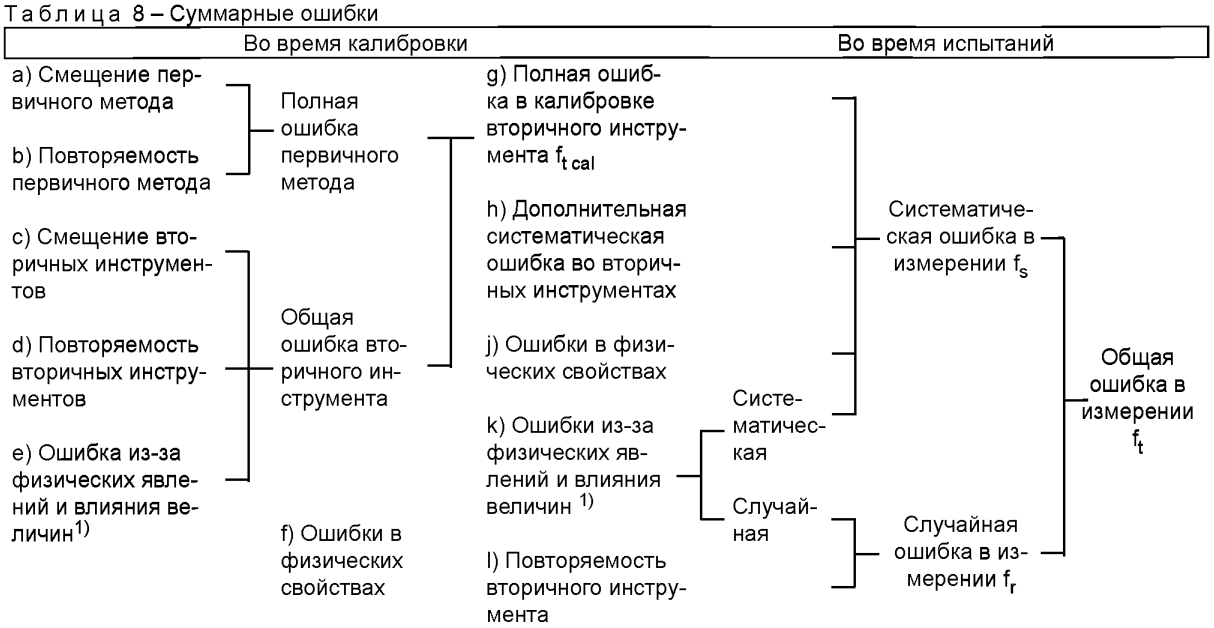


Рисунок 80 – Пример калибровочной кривой

[1)] Систематическая ошибка - систематический компонент ошибки измерительного прибора.

Таблица 8 – Суммарные ошибки



1) Влияние величин: величина, которая не подлежит измерению, но влияет на результат измерения.

Примечание – Перечисления a) – l) содержат перекрестные ссылки с приложением J.

3.9.2.1.2 Ошибки, возникающие во время испытаний

Безотносительно природы ее отдельных компонентов, общая ошибка в калибровке (перечисление g), описанная в 3.9.2.1.1, становится систематической ошибкой измеренной величины, когда калибровка используется для последующих модельных испытаний. Ошибками из-за физических явлений или влияния внешних факторов во время испытаний (перечисление k) можно пренебречь, если условия измерения (температура окружающей среды, напряжение и частота потребляемой электроэнергии, форма потока и т.д.) поддерживаются в приемлемых пределах во время калибровки и испытаний.

Так как ошибка в определении физических свойств (перечисление j) вообще мала, то систематической ошибкой в основном управляют выбором метода калибровки, особенностями измерительных приборов, установкой и эксплуатационными режимами. Например, значение кинетической энергии, вычисленной со средней скоростью, отличается от ее истинного значения, если скорость распределения в измеряемом сечении не однородна (3.5.3.1, примечание 1). Повторяемость вторичного инструмента появляется еще раз во время испытаний (перечисление l) и в результате случайной ошибки, которая может быть охарактеризована, как заявлено в 3.9.2.2.1.

3.9.2.2 Оценка погрешности

3.9.2.2.1 Погрешность, связанная со случайными ошибками

До испытания соглашение между сторонами определяет максимально допустимое значение погрешности, f_r, для каждой гарантируемой величины. В отсутствие такого соглашения, максимальное допустимое значение случайной погрешности в гидравлической эффективности должно быть около оптимума $(f_{\eta h})_r = \pm 0{,}1$ %.

Фактическое значение случайной погрешности должно быть оценено во время испытания при некоторых оперативных точках в диапазоне, в котором модель работает в стабильных состояниях (например, в диапазоне рядом с точкой максимальной эффективности). Для каждой из этих точек измерения должны быть повторены достаточное число раз (по крайней мере пять) для того, чтобы применить процедуру, описанную в приложении L.

Если в этих контрольных точках наблюдаемая случайная погрешность ниже, чем ранее согласованные значения, максимальные допустимые уровни случайной погрешности считают удовлетворенными в целом гарантируемом операционном диапазоне, даже, если прямая оценка случайной погрешности в оперативных точках с нарушенными условиями дает более высокие значения, чем согласованные значения. В нарушенных эксплуатационных режимах (например, турбина Френсиса, работающая

в частичной нагрузке), разброс измерений может быть очень увеличен; эти более высокие значения могут быть принятыми, поскольку они являются результатом модели, а не из-за инструментовки.

Если в контрольных точках более чем 5 % результатов находятся вне согласованного диапазона, точный анализ условий измерения должен быть сделан и измерения должны быть повторены или согласованная полоса пропускания погрешности из-за согласованных случайных ошибок.

3.9.2.2.2 Погрешность, связанная с систематическими ошибками

Первый шаг в оценке этой погрешности должен идентифицировать каждый компонент, влияющий на его значение. Второй шаг должен выделить пределы погрешности для учета каждого из компонентов. Это может быть сделано, по крайней мере, частично, статистическим анализом (см. ИСО 5168).

Систематическая ошибка измерения дана, главным образом, систематической ошибкой из-за калибровки вторичного инструмента, и ошибками в физических свойствах. Следующие соображения могут быть полезными для оценки систематической погрешности (согласно таблице 8 и приложению J).

a) В соответствии с 3.9.2.1.2, почти все источники систематических ошибок обусловлены калибровкой вторичного инструмента. В большинстве случаев систематическая погрешность при измерении может быть принята равной общей погрешности калибровки вторичного инструмента, используемого во время испытаний $f_s \approx f_{tcal}$, но должно быть принято во внимание, что следует учитывать и другие источники ошибок.

b) В зависимости от метода измерения и используемого инструмента систематическая погрешность может включать следующие компоненты:

- общая погрешность f_{t1}, свойственная первичному методу, должна быть определена перед калибровкой (3.9.2.1.1);

- погрешность f_d, обусловленная случайной ошибкой вторичного инструмента при его калибровке и разбросом калибровки, выполненным в разные периоды, если не появляются систематические тенденции. Например, если для коэффициента калибровки, использованного при определении результатов испытаний, из среднего числа калибровок n, характерно стандартное отклонение s_c, то этот компонент погрешности может быть принят равным

$$f_d = \pm \frac{t s_c}{\sqrt{n}},$$

где t – коэффициент Стьюдента при (n-1) степени свободы (см. таблицу L.2);

- погрешность от влияния внешних факторов на вторичный инструмент, покрывают за счет калибровки, при этом остаточной неточностью, используемой при корректировке, можно пренебречь;

- при незначительных ошибках физического характера погрешность f_p в плотности воды составляет менее ± 0,05 %;

- дополнительная погрешность может возникнуть из процесса регрессии, который используется для определения кривой калибровки, и может давать дополнительную погрешность. Несмотря на то, что указанную погрешность можно определить по ИСО 7066, допускается увеличение/уменьшение ее условного значения на ± 0,05 %.

c) Систематическую погрешность f_{s2} при измерении вторичным методом получают объединением этих отдельных погрешностей методом квадратного корня из суммы квадратов, см. таблицу 8.

Каждый раздел, где предусмотрено измерение значений показателей, необходимых для определения гидравлических характеристик модели, оговаривает относительную систематическую погрешность.

Заданные значения применяют в случае проведения измерения в нормальных условиях, опытными специалистами, высококачественной аппаратурой в соответствии с нормативными требованиями; ими можно руководствоваться при определении значения систематической погрешности. До испытания соглашение между сторонами должно определить полосу систематической погрешности для различных величин, включая гидравлическую эффективность. Фактическое значение систематической погрешности, так же из случайной погрешности, зависит от многих факторов, некоторые из которых могут только быть оценены после завершения испытания. Обзор этих факторов будет сделан и соглашение установлено относительно того, должна ли ожидаемая погрешность быть измененной на технических основаниях или нет.

3.9.2.2.3 Погрешность в производном значении

Погрешность (систематическую или случайную) производного значения определяют, объединяя систематические погрешности измерения методом квадратного корня из суммы квадратов. Например, систематическая погрешность КПД $(f_{\eta\eta})_s$ получена расчетом на основании отдельных систематических

погрешностей расхода $f_{(Q)s}$, удельной гидравлической энергии $(f_E)_s$, крутящего момента $(f_T)_s$, скорости вращения $(f_n)_s$ и плотности воды $(f_\rho)_s$[1)] по формуле (см. приложение J)

$$\left(f_{\eta h}\right)_s = \pm\sqrt{\left(f_Q\right)_s^2 + \left(f_E\right)_s^2 + \left(f_T\right)_s^2 + \left(f_n\right)_s^2 + \left(f_\rho\right)_s^2} \ .$$

По условиям контракта, погрешность от пересчета КПД по формуле пересчета не учитывается.

3.9.2.2.4 Общая погрешность

Любую общую погрешность (см. таблицу 8) определяют по формуле

$$f_t = \pm\sqrt{f_s^{\,2} + f_r^{\,2}} \ .$$

Если случайная погрешность (которую определяют по 3.9.2.2.1) менее или равна максимально допустимому значению (обычно ± 0,1 %), то ее принимают условно равной значению, которое будет использовано при расчете общей погрешности.

Если в отдельных рабочих точках имели место разные условия измерений и наблюдался определенный разброс показаний (3.9.2.2.1), что привело к увеличению случайной погрешности, целесообразно учитывать фактическое значение, а не то, которое было согласовано ранее для расчета общей погрешности.

3.10 Сравнение с гарантиями

3.10.1 Общие положения

Рекомендуется результаты испытаний, расчет которых был выполнен в соответствии с 3.8, сравнивать с гарантиями, принимая во внимание полосу пропускания общей погрешностей (3.10.2) и контрактные ограничения (3.10.3). Для упрощения расчета учитывают только мощность опытного образца натурной машины, его расход и/или удельную гидравлическую энергию, КПД, скорость угона и расход. Сравнение с гарантиями опытного образца натурной машины должно рассмотреть эффект кавитации (3.8.2.4.2 и 3.8.3.2). Сравнение с гарантиями, данными на модели, сделано, непосредственно используя те же самые процедуры. Рекомендуется, чтобы гидравлическая эффективность была представлена в сравнении с расходом (или удельной гидравлической энергией, в случае нерегулируемых машин) а не в сравнении с мощностью.

3.10.2 Кривая интерполяции и полоса пропускания общей погрешности

Для рисования кривой интерполяции могут быть использованы различные методы и критерии (один из методов описан в приложении H). Окончательный выбор метода интерполяции должен быть четко определен и согласован сторонами.

С учетом общей погрешности в расчете 3.9.2, каждая измеренная точка может быть представлена на диаграмме в виде эллипса. Полуоси этого эллипса представляют общую погрешность, при доверительном уровне 95 %, в двух величинах, выбранных в качестве координат диаграммы. Любая точка в пределах этого эллипса одинаково применима. Полоса пропускания, соответствующая верхним и нижним огибающим кривым этих эллипсов – накладывается на кривую, проведенную через контрольные точки (кривая интерполяции). Все точки, в пределах этой полосы, имеют одинаковую силу, и, следовательно, этот диапазон составляет приемлемую полосу пропускания для сравнения с гарантиями.

Эллипсы должны использоваться только при оценке гарантированных точек, или всякий раз, когда результат сравнения не является достаточно ясным (см. рисунок 83, детали X и Y). В большинстве других случаев можно упростить процедуру и определить общую полосу пропускания погрешности за счет снижения эллипсов до их главной оси, когда, например, ошибкой на оси абсцисс можно пренебречь (см. рисунок 86), или измеренная кривая через гарантированную точку практически горизонтальна, или имеет небольшой градиент. Если гарантии даются точками, рекомендуется, чтобы измеряемые точки были выбраны как можно ближе к гарантированным точкам: рисунки 81 и 82 показывают два примера, касающиеся гидравлической эффективности турбины одинарного и двойного регулирования, соответственно.

[1)] Систематической погрешностью $(f_\rho)_s$ в плотности воды можно вообще пренебречь.

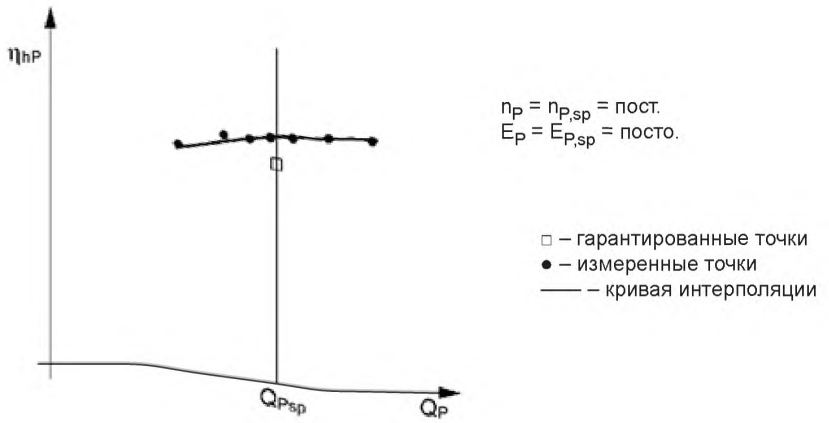


Рисунок 81 – Машина одинарного регулирования

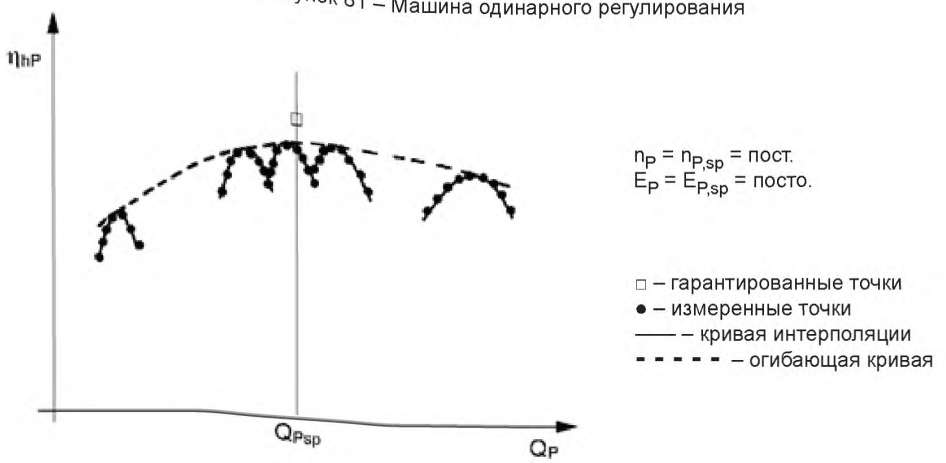


Рисунок 82 – Машина двойного регулирования

3.10.3 Мощность, расход и/или удельная гидравлическая энергия и КПД в гарантированном диапазоне

Речь идет о регулируемых и нерегулируемых турбинах и насосах.

3.10.3.1 Регулируемые турбины

Если гарантии по КПД даны на одну или более заданные в спецификациях мощности или расходы, гарантия считается выполненной, если при определенной скорости и удельной гидравлической энергии, гарантированные единичные значения находятся ниже верхнего предела полосы пропускания общей погрешности при определенной мощности и расходе.

Если гарантии выдаются по взвешенному или средневзвешенному КПД, они выполнены если при определенной скорости и удельной гидравлической энергии, гарантированный средневзвешенный КПД менее КПД, рассчитанного при том же определенном расходе (или мощности), используя верхний предел полосы пропускания общей погрешности. В случае гарантий, данных при разных E_{Psp}, диаграмма, похожая с рисунком 83, должна быть нарисована для удельной гидравлической энергии. Для турбин двойного регулирования кривые для сравнения с гарантиями нарисованы, как огибающие кривые.

На рисунке 83 дан пример сравнения с гарантиями, выданными по четырем рабочим точкам при заданном E_P для турбин одинарного регулирования. Показано как:

- гарантированный КПД не соответствует D (см. деталь X);
- гарантия мощности механического рабочего колеса не выполнена, потому что гарантируемая мощность не достигнута, даже если принят во внимание верхний предел полосы пропускания погрешности (см. деталь Y).

Построенная кривая $\alpha(Q_P)$позволяет определить:

- максимальное открытие α_{max} при угонных испытаниях (рисунок 86);
- достаточен ли запас прочности между гарантированной мощностью и насыщением мощности механического рабочего колеса / импеллера.

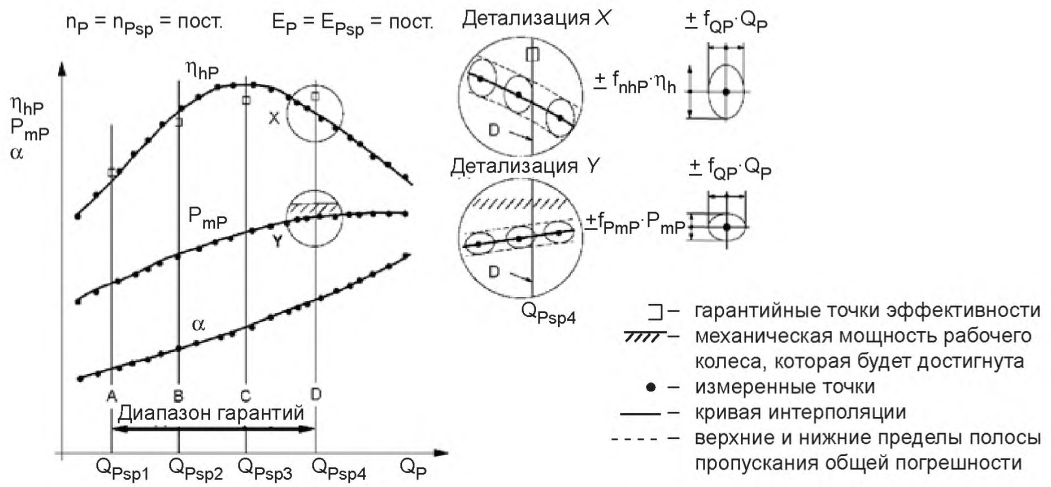


Рисунок 83 – Турбина одинарного регулирования. Сравнение гарантий и измерений

6.10.3.2 Нерегулируемая турбина

При выдаче гарантии по КПД на одну или более удельных гидравлических энергий, гарантия считается выполненной, если при определенной скорости гарантированные единичные значения находятся ниже верхнего предела полосы пропускания общей погрешности. Если гарантии выдаются по взвешенному или средневзвешенному КПД, они считаются выполненными, если при определенной скорости гарантированный средневзвешенный КПД меньше среднего КПД, рассчитанного при тех же удельных гидравлических энергиях, используя верхний предел полосы пропускания общей погрешности. Если не оговорено обратное, пределы мощности механического рабочего колеса определяют ниже предела kP_{mPsp} и выше предела $(k+0{,}03)P_{mPsp}$, при этом должно быть согласовано значение k, которое находится между 0,97 и 1,0. Обычно значение k = 0,985. Выбор значение k должен быть совместим с гарантированным пределом P_{mP}.

На рисунке 84 дан пример сравнения с гарантиями, выданными по трем рабочим точкам со значениями пределов:

a) гарантированный КПД, достигнутый в точках A, B и C;

b) предел расхода[1)], превышенный в точке A, является приемлемым;

c) приемлем предел мощности, не превышенный в точке C (см. детализация X), потому, что был выбран k = 0,970 и нижний предел полосы пропускания общей погрешности ниже, чем гарантированный высокий предел $P_{mP}=(0{,}970+0{,}030)P_{mPsp}$.

[1)] Гарантированный расход опытного образца натурной машины должен быть отнесен к окружающему давлению. Хотя символ расхода опытного образца натурной машины должен быть Q_{1P} обычно используется символ Q_P.

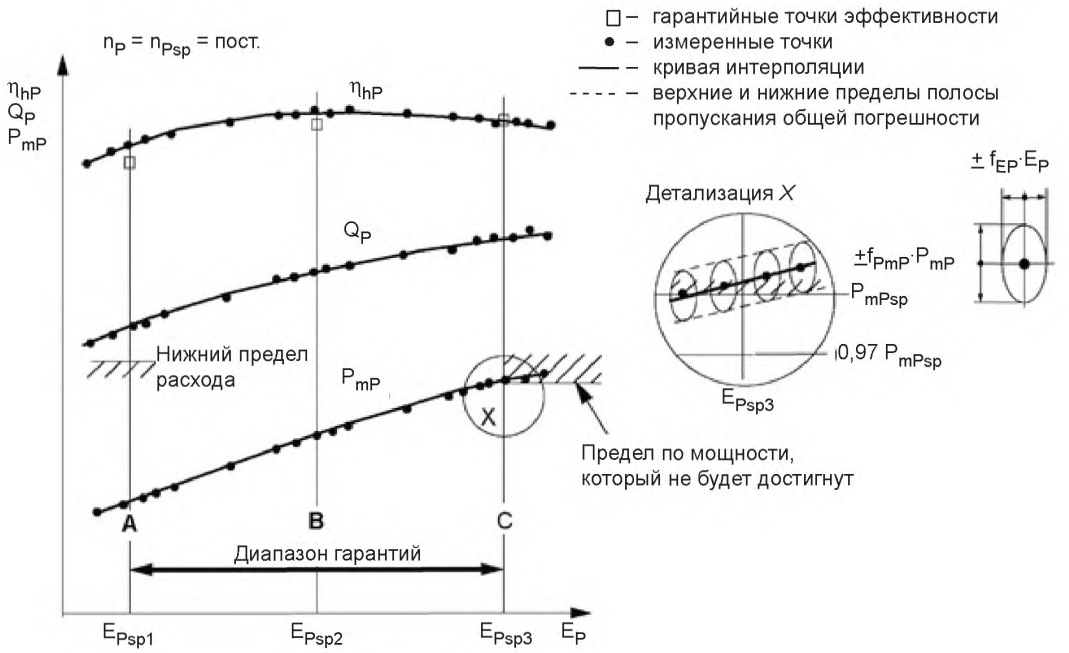


Рисунок 84 – Нерегулируемая турбина. Сравнение гарантий и измерений

3.10.3.3 Нерегулируемый/регулируемый насос

Если не оговорено иное, обычно определяют предел расхода при одной или более точках ниже предела kQ_{Psp} и выше предела $(k+0,03)Q_{Psp}$. При этом должно быть согласовано значение k, которое находится между 0,97 и 1,0. Обычно значение k = 0,985.

Гарантия расхода выполнена, если при удельной гидравлической энергии есть пересечение или контакт между полосой, определенной пределами расхода и полосой пропускания общей погрешности, определенной огибающей кривой эллипсов погрешностей измеренных точек (определяя характеристики расхода) (см. рисунок 85).

Для проверки гарантии гидравлической эффективности значения для сравнения с гарантируемым значением есть верхний предел полосы пропускания общей погрешности по эффективности при операционных точках, определенных пересечением кривой интерполяции, нарисованной по измеренным точкам с кривой характеристик

$E_P = f(Q_P)$ (см., например, точку A' рисунка 85).

Если регулируемым насосом управляют при различных открытиях, вышеупомянутые применения относятся к соответствующим огибающим кривым.

Рисунок 85 дает пример сравнения с гарантиями, данными для трех эксплуатационных режимов для нерегулируемого насоса:

a) гарантии гидравлической эффективности выполнены в пунктах A' и B', но не в пункте C';

b) минимальный предел расхода не выполнен в пункте A';

c) приемлем предел мощности, который не будет превышен в пункте C'.

Для насосов переменной скорости, должны быть приняты во внимание особенности изменения E(Q) и E(P) в зависимости от скорости.

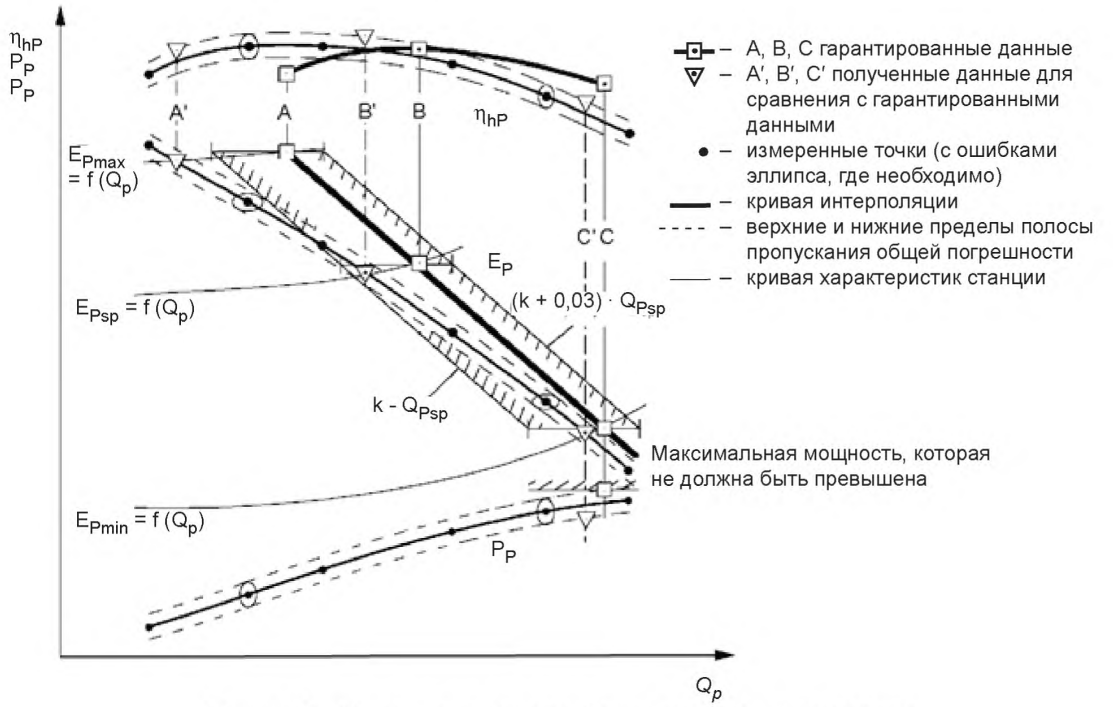


Рисунок 85 – Нерегулируемый насос. Сравнение гарантий и измерений

3.10.3.4 Механические потери опытного образца натурной машины

Если гарантии выдаются на мощность опытного образца натурной машины P_p, в этом случае необходимо учитывать механические потери.

Если гарантии выдаются на КПД опытного образца натурной машины η_P, то расчет производится по следующей формуле $\eta_P=\eta_{hP}.\eta_{mP}$.

3.10.3.5 Штрафы и премии

В контракте следует дать подробное описание метода расчета штрафов и/или премии, оплачиваемых по результатам испытаний.

Чтобы определить штраф по эффективности, гарантия должна быть сравнима с кривой верхнего предела полосы пропускания общей погрешности.

Чтобы определить премию по эффективности, гарантия должна сравниваться с кривой низкого предела полосы пропускания общей погрешности.

3.10.4 Угонная скорость и расход

Форма разгонных кривых и влияние кавитации на разные типы машин описаны в 3.8. Пример на рисунке 86 относится к радиально-осевой турбине Френсиса. Показана установившаяся разгонная кривая опытного образца натурной машины, которую определили на основе измеренного фактора скорости модели в зависимости от открытия НА.

На этом примере гарантии максимально установившейся угонной скорости и расхода выполнены (см. детали X и Y): при открытии менее чем α_{max} нижний предел полосы пропускания погрешностей ниже значения, которое не должно быть превышено.

Для машин двойного регулирования гарантии будут подтверждаться в самых худших угонных условиях, которые могут иметь место в гарантированных диапазонах чисел Тома и удельной гидравлической энергии, в зависимости от открытия НА и лопастей рабочего колеса. Для нерегулируемых машин только одну измеренную точку сравнивают с гарантированным значением. Если не оговорено обратное, следует учитывать механические и вентиляционные потери мотора/генератора и механические потери гидромашин (см. приложение G).

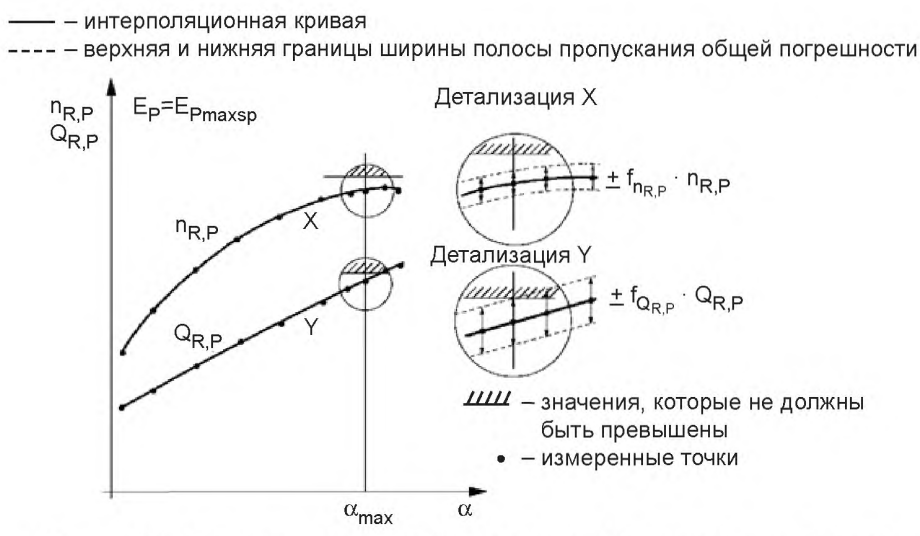


Рисунок 86 – Радиально-осевая турбина Френсиса. Кривые разгона и расхода. Сравнение между гарантиями и измерениями

3.10.5 Кавитационные гарантии

Влияние кавитации на работу машины описано в 2.3 и 3.8, и некоторые рекомендации даны для сравнения гарантий опытного образца натурной машины с характеристиками, следующими из модельных испытаний. Определяя число Тома σ_0, которое является самым низким значением σ, для которого эффективность остается неизменной, должна быть принята во внимание полоса пропускания погрешности эффективности без кавитации.

На рисунке 87 показана кривая испытаний $\eta_{hM}(\sigma)$. Если гарантии определены как $\sigma_1 \leq k\sigma_{pl}$, то в этом случае они не выполнены. Даже если принята во внимание вся полоса пропускания общей погрешности, поскольку число Тома σ_1, при котором имело место снижение КПД на 1 % в эффективности, выше станционного числа Тома σ_{pl}, пониженного предварительно согласованным сторонами коэффициента безопасности k.

Гарантии по кавитации для опытного образца натурной машины могут быть представлены как $NPSE_{P1} \leq (NPSE_{pl} - K)$, где K – взаимно согласованный предел безопасности.

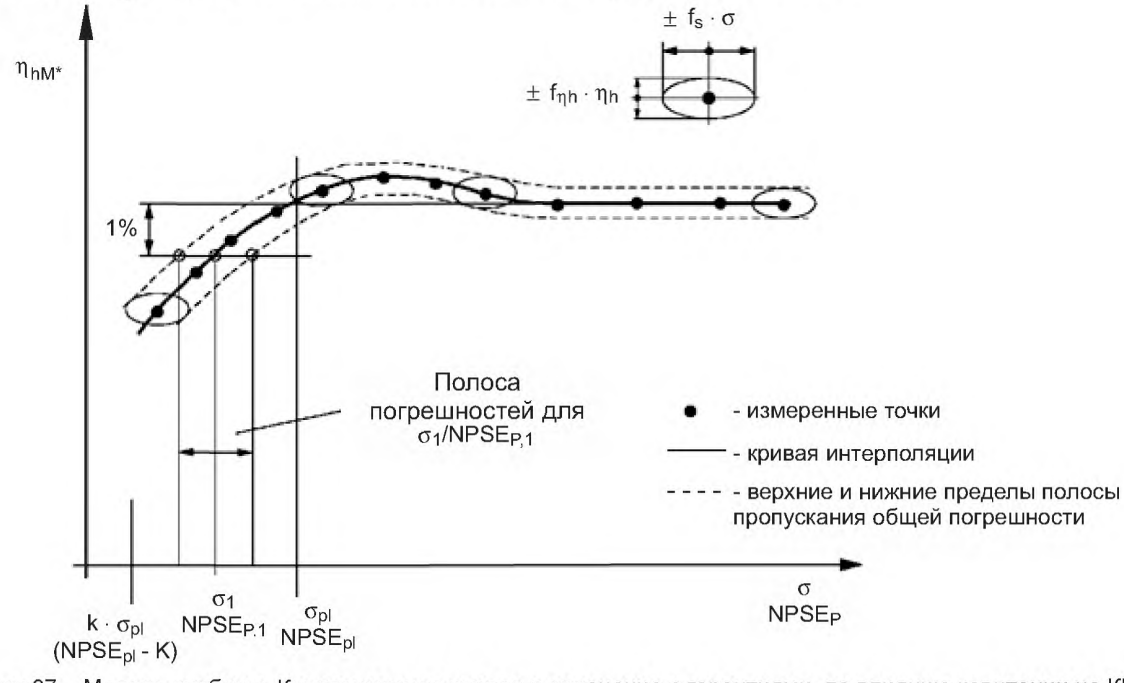


Рисунок 87 – Модель турбины. Кавитационная кривая и сравнение с гарантиями, по влиянию кавитации на КПД

4 Дополнительные данные о работе оборудования. Методы измерений и результаты

4.1 Введение в измерение дополнительных данных

4.1.1 Общие положения

Дополнительные данные (крутящий момент, усилие, колебания давления и т.д.) являются информацией, необходимой для разработки и эксплуатации гидромашин ГЭС. Следовательно, необходимы дополнительные типы измерений, которые могут быть предусмотрены в контракте.

В настоящее время невозможно и не желательно предписывать требования для измерений дополнительных данных так же строго, как предписано для главной гидравлической характеристики. Информация, заявленная в этом пункте, должна таким образом быть взята в качестве рекомендации или руководства к пользователю для выполнения измерений с необходимой точностью и при сопоставимых условиях.

Каждая операционная точка гидравлической машины характеризуется множеством механических и гидравлических величин (обычно колеблющегося характера), которые происходят и во время устойчивого состояния и во время переходных операций. Моделью всегда управляют в условиях устойчивого состояния. На модели опытного образца натурной машины невозможно моделировать последовательность переходных операционных процессов, данные для которых могут только быть получены из ряда установившихся операций.

В 4.2 описаны требования для получения и накопления данных в дополнение к 3.1. В большинстве случаев нет необходимости проводить измерения некоторых дополнительных данных на модели, если есть возможность воспользоваться данными аналогичных гидравлических машин (вращение лопасти и НА, радиальное усилие и др.). Измерения дополнительных данных должны быть определены технической программой (2.3.3.3.2).

Гидравлическую машину нужно рассмотреть как компонент целой гидроэлектрической установки. В этой связи желательно исследовать непостоянную операцию из-за возбуждения естественных частот гидравлического цикла. Модельные испытания могут использоваться для идентификации возможной частоты возбуждения и модельной формы машины при различных операционных точках, процедуры идентификации см. в 4.3 и 4.4.

Для безопасной механической разработки опытного образца натурной машины, гидравлические нагрузки, действующие на различные компоненты опытного образца натурной машины, могут быть получены из данных модельных испытаний, масштабируемых, используя соответствующий закон о перемещении. В 4.5 и 4.6 описаны методы и условия испытания для получения таких гидравлических нагрузок с их средними и динамическими компонентами.

Запуск, закрытие и/или любое изменение режимов функционирования приведут к переходной операции машины, далекой от нормального операционного диапазона. Поэтому в определенных случаях требуется исследовать этот расширенный операционный диапазон относительно соответствующих гидравлических и механических величин. В 4.7 показаны измерения гидравлических особенностей в расширенном операционном диапазоне (четырехквадрантный диапазон для насос-турбины), а 4.8 оговаривает, как во время модельных испытаний исследовать целесообразность пошаговых испытаний опытного образца натурной машины.

4.1.2 Условия и методы проведения испытаний

Дополнительные измерения обычно выполняются с той же модельной машиной на той же испытательной установке с использованием тех же средств измерений, как для испытания основных гидравлических характеристик согласно разделам 1–3. Необходимо проверить, могут ли быть применены те же самые условия испытания как во время испытаний главных гидравлических характеристик или их необходимо адаптировать. В любом случае, нарушая эффекты из-за колебаний, резонанса, механической деформации, увеличенного потока протечки, и т.д., или дефекты дополнительного измерительного оборудования будут минимизированы. Возможные исключения к требованиям разделов 2 и 3 (если таковые имеются), описаны в разделе 4.

МЭК 60994 обеспечивает спецификацию для требований инструментовки и измерений колеблющихся величин. Кроме того, соответствующие технические требования даны в разделе 4. Дополнительные рекомендации для измерения их дополнительных данных могут быть найдены в действующих стандартах МЭК и ИСО.

В зависимости от договоренности могут быть определены области серий испытаний и допустимые и требуемые условия испытаний, процедура проверки и тестовая программа. Измерение различных типов дополнительных данных может быть объединено друг с другом и/или с измерением главной гидравлической работы. Те же самые процедуры относительно калибровки, предварительных и приемочных испытаний, проверки «отсчета нуля», и т.д., как описано в 2.3, также применимы к измерениям дополнительных данных. Условия испытания и основные аналитические методы должны быть согласованы до испытаний.

4.1.3 Погрешность измерения

Общая погрешность измерения дополнительных данных выше, чем погрешность измерения главных гидравлических исполнительных величин, по следующим причинам:

- операционный диапазон в нерасчетных условиях, в котором измерена величина;
- неустойчивый характер измеренных величин;
- ограничение доступной инструментовки и процедур калибровки.

Методы измерения должны быть выбраны таким образом, чтобы погрешность соответствовала взаимно согласованной точности для любой данной цели. Во многих случаях значения погрешностей должны быть выражены в физических единицах. Отдельные аспекты погрешностей описаны в 4.3–4.8.

4.1.4 Пересчет модели на прототип

Значения опытного образца натурной машины могут быть вычислены, преобразовывая модельные данные испытаний согласно общему закону подобия. Соответствующие конверсионные процедуры описаны в следующем подпункте. Обычная практика – переместить результаты модели к опытному образцу натурной машины, используя подходящие безразмерные условия.

Однако необходимо сначала проверить, являются ли гидравлические и механические законы подобия достаточно установленными для особой величины. В ином случае преобразование должно рассмотреть динамически-структурные аспекты машины опытного образца натурной машины в пределах всей гидроэлектрической системы, включая такие факторы как образец потока во входе и выходе, резонанс, внешнее возбуждение и т.д. Следующие факторы в установке модельного испытания, которые могут влиять на результаты испытаний, должны быть устранены по мере возможности:

- влияние режимов потока;
- влияние механических структур и др.

4.2 Получение и накопление данных для измерения пульсирующих параметров

4.2.1 Общие положения

В 3.1 описаны измерения средних значений основных гидравлических рабочих характеристик. Кроме того, многие из используемых методов позволяют записывать пульсирующий компонент параметра. Пункт 4.2 содержит требования по получению и накоплению данных для определения пульсирующего параметра. Обработка данных включает калибровку, оценку и выдачу статистических данных по результатам испытаний модели, см. МЭК 60994. Перед испытаниями необходимо предварительно согласовать процедуру измерения, получения, накопления и обработки данных.

Измеряемые параметры могут быть:

- периодического характера; или
- непериодического, случайного и переходного характера.

Пульсирующие параметры могут быть измерены:

- с их средними составляющими (измерения $\bar{x}$ на рисунке 7);
- или только как пульсирующие составляющие (измерения $\tilde{x}$ на рисунке 7).

Применяемые методы должны гарантировать число записей пульсирующих параметров, достаточное для описания их характеристик. Для измерений могут быть использованы датчики давления, ускорения, напряжений и др. для измерений механических величин. Чтобы позволить дальнейший анализ данных, цепь измерений от преобразователя до системы хранения данных выполняет различные критерии, обеспеченные аналитической теорией сигнала, см. [21]. В особенности должны быть применены критерии, описанные в 3.1. Однако, колеблющийся характер рассматриваемых величин, приводит к дополнительным требованиям, описанным ниже.

4.2.2 Получение и накопление данных

4.2.2.1 Формирование сигнала

Цель измерения и методы получения и накопления данных и обработки определяют соответствующее формирование сигнала. Главные цели настройки:

- удаление высокочастотного шума для предотвращения эффектов совмещения (аналоговый фильтр);
- устранение несоответствующих компонентов сигнала (аналоговый, цифровой фильтры или методы программного обеспечения);
- адаптация погашения.

4.2.2.2 Преобразование аналоговой информации в цифровую

Большинство систем получения и накопления данных основаны на периодической дискретизации и последующем преобразовании аналоговой информации в цифровую. Рисунок 88 показывает типичную систему получения и накопления данных.



Рисунок 88 – Типовая система получения и накопления данных

Если установившееся значение сигнала не релевантно и больше, чем пиковое, то, чтобы достигнуть максимального значения, адаптация погашения может улучшить качество сигнала сохраненного колеблющегося компонента. Сцепление AC входов конвертера может вызвать искажения сигнала в низких частотах. Выбираемое погашение DC добавляет константу к аналоговому сигналу. Диапазон сигнала может быть сосредоточен в диапазоне конвертера без низкочастотных искажений.

Программируемый коэффициент усиления приспосабливают диапазон аналогового сигнала к динамическому диапазону A/D конвертера.

Аналоговые фильтры сглаживания нижних частот должны использоваться для периодического осуществления выборки. Частота осуществления выборки ограничена особенностями фильтра. Одновременное осуществление выборки всех сигналов может быть сделано с образца и сохранять усилитель на каждом канале измерения. Тогда выбранные сигналы могут быть мультиплексными и последовательно преобразованными. Если сигналы выбраны последовательно, то нужно рассмотреть задержку (4.2.2.4).

Большая часть конвертеров (от аналоговых до цифровых), используемых в анализе сигнала, поставляет поток целых значений, соответствующих дискретным приращениям физического входа. Эта операция вызывает необратимую потерю данных и должна проводиться осторожно.

Разрешение и точность аналого-цифрового преобразователя определяются его качеством. Разрешение обычно выражается в битах. Знаковый бит не всегда учитывается. Качество переведенного в цифровую форму сигнала также зависит от соответствия между аналоговым критичным сигналом и диапазоном конвертера. Поэтому каждый канал измерения должен быть обусловлен так, чтобы сигнал лучше всего соответствовал диапазону конвертера.

4.2.2.3 Частота дискретизации

Периодичность дискретизации требует всю энергию для удержания сигнала между нулевой и половинной частотой дискретизации, см. [21]. При невыполнении этого условия эффект наложения может привести к необратимым искажениям дискретных сигналов. Чтобы избежать эффекта искажения, перед дискретизатором устанавливают аналоговый низкопропускной фильтр. Если функция плоского затухания фильтра не превышает f_{max}, то необходимая частота осуществления выборки составляет $f_s > 2 f_{max} + f_{trans}$, где f_{trans} – переходная частота (см. рисунок 89), которая зависит от:

- типа и порядка аналогового фильтра защиты от искажения;
- отсечной частоты фильтра;
- характеристик аналого-дискретного преобразователя;
- максимально возможной частоты измеряемого сигнала;
- допустимого уровня шума.

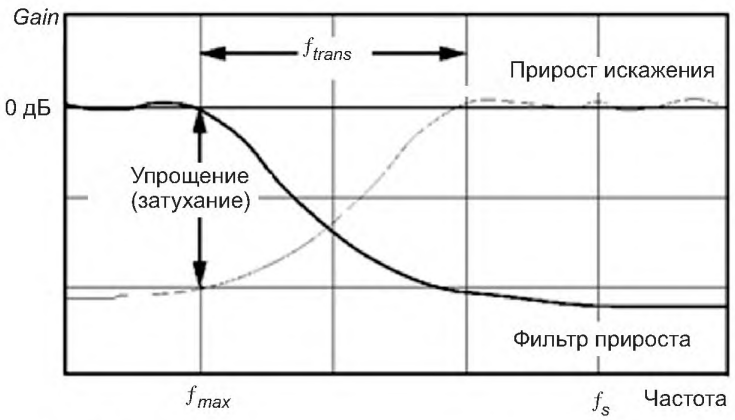


Рисунок 89 – Частотные характеристики аналогового фильтра против искажения

4.2.2.4 Информация о фазе

В некоторых случаях важно фазовое соотношение между различными колеблющимися величинами. В таких случаях надо быть внимательными с информацией об изменении фазы для предотвращения возможного искажения фазы, вызванного системой обработки данных. Когда каналы измерения имеют различные сигналы формирования электроники и фаза очень важна, влияние должно быть определено и исправлено.

Если каналы выбраны последовательно, то фазовые искажения $\Delta\varphi$ для канала i (i=1, 2, ..., n) по сравнению с каналом 0 зависит от:

- времени Δt между осуществлением выборки последовательных каналов;
- положением канала i;
- частоты интереса f.

Искажение фазы $\Delta\varphi=2\pi\cdot\Delta t\cdot i\cdot f\,\Delta t$ может быть постоянной или равной $1/(n\cdot f_s)$.

4.2.2.5 Хранение данных

Для хранения данных могут быть использованы как аналоговые, так и цифровые записывающие устройства. В первом случае необработанные сигналы записывают на магнитную ленту, с последующей визуализацией или дальнейшей обработкой. Магнитные записывающие устройства являются составной частью системы получения и накопления данных, их частота отклика должна отвечать требованиям системы сбора данных. Во втором случае, цифровые данные подлежат хранению, их хранят на дисках, лентах и т.д.

4.2.2.6 Процедура получения и накопления информации

Следующая информация необходима для определения процедуры получения и накопления данных:

-разрешение аналого-цифрового преобразования в битах;
-частота дискретизации;
-частотный отклик фильтра против низкочастотных составляющих;
-частотный отклик измерительной цепи;
-число записей и число дискретизаций в каждой записи;
-процедура хранения данных.

4.2.3 Обработка данных

Как только выполнены все требования по получению и накоплению данных, осуществляется их обработка с отбором информации, представляющей интерес. Различные преобразования можно применить к временным сигналам для анализа:

- их статистическая обработка;
- спектральный анализ по частоте;
- корреляция и другие взаимоотношения между сигналами.

Параметры анализа временного интервала:
- средние значения;
- амплитуды характеристик[1)], стандартных отклонений;
- функции вероятности плотности, вероятности искажений др.

Параметры анализа частотного интервала:
- спектр амплитуд (квадратный корень автоспектрального анализа мощности);
- автоспектральный анализ мощности (спектральная энергия для конечной энергии сигналов);
- перекрестный спектральный анализ мощности;
- передаточные функции;
- согласованные функции др.

В 4.3.6 дана более подробная информация по обработке данных пульсаций давления. Эта информация (особенно 4.3.6.1) касается обработки измерений пульсирующих параметров, таких как крутящий момент пульсаций вала (4.4), осевого и радиального усилия (4.5), крутящего момента НА (4.6.2).

4.3 Пульсации давления

4.3.1 Общие положения

4.3.1.1 Пульсации давления в гидромашинах

Пульсации давления в гидромашинах можно отнести к естественным. Они могут быть периодического характера или случайного и возникают в результате воздействия водных проходов и направляющих лопаток на поток воды внутри машины. Зависят от конструкции машины, условий работы и динамических характеристик водоводов и вращающихся частей. Пульсации давления в настоящее время рассматривают как часть гидроакустического явления, включая нестабильное давление и распределение скоростей потока. Они могут быть связаны с механическими колебаниями крутящего момента вала, частотой вращения, гидравлическими нагрузками на НА и т.д., а также с вибрациями машины. Особый интерес вызывают низкочастотные нарушения, поскольку они могут распространяться по всей длине водовода, передаваться на вращающиеся части машины, на электронику. Обычно они возникают в пределах от 0,2 до трехкратной частоты вращения рабочего колеса.

[1)] Амплитуда характеристик может означать половину разности между максимальными и минимальными значениями сигнала. Она может быть определена при помощи распределения вероятности применяемых методов подсчета и предполагая определенную сумму вероятностей (например, 97 %). Амплитуды, возникающие за пределами этой вероятности, игнорируют.

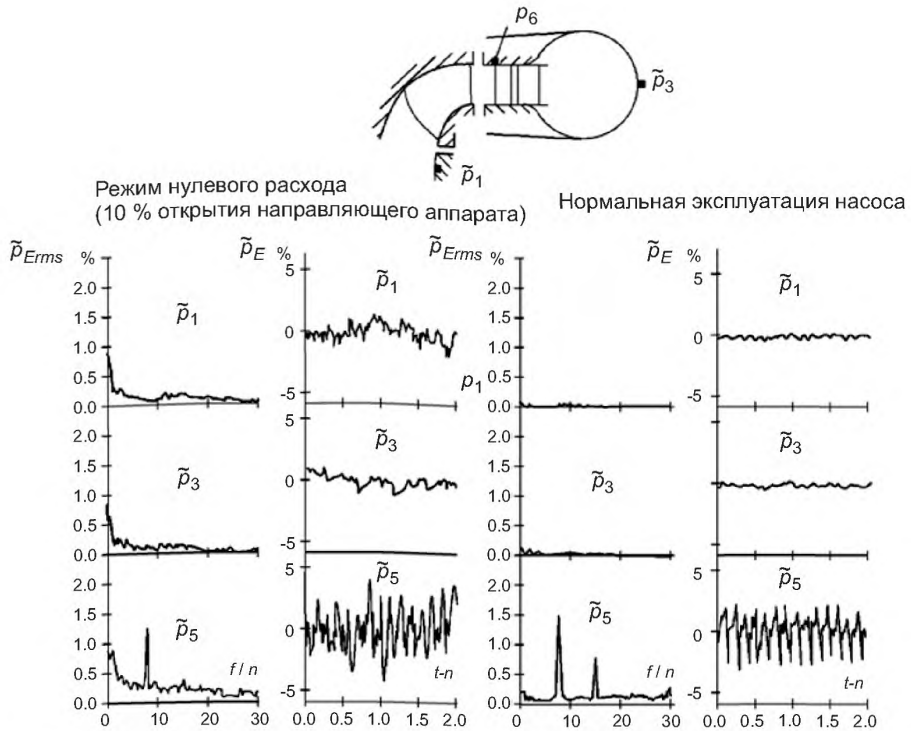
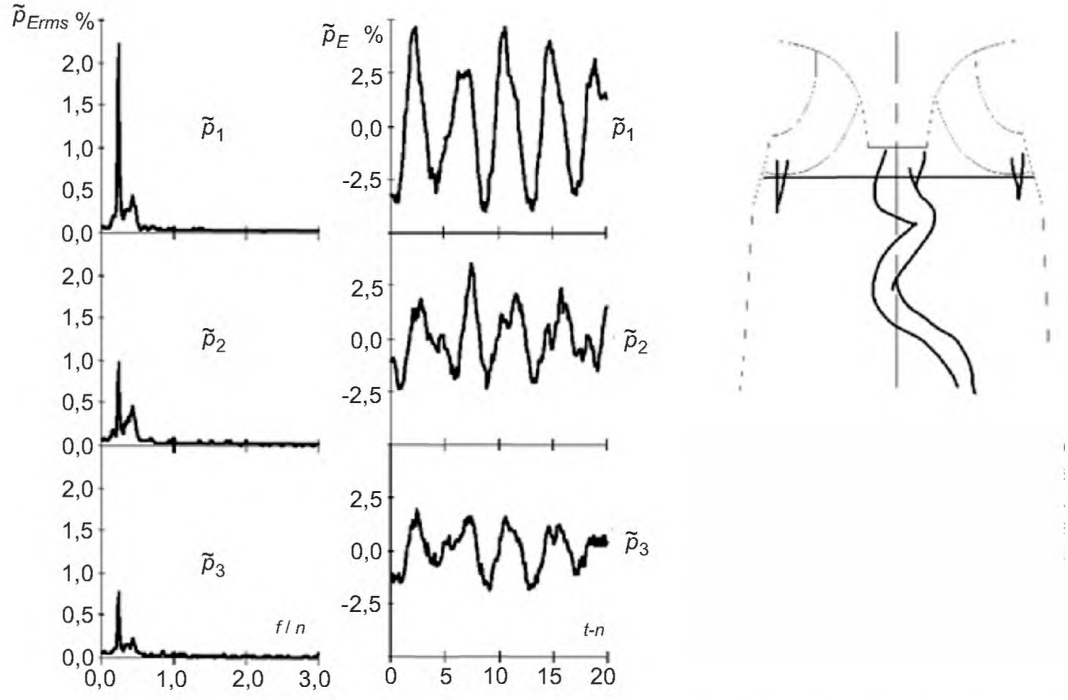


Рисунок 90 – Работа в нормальном насосном режиме с нулевым расходом при n_{QE}= 0,102 модели насос-турбины

Скачок в отсасывающей трубе радиально-осевой турбины, пропеллерной турбины и насос-турбины возможен, большинство идентифицируемых явлений наблюдается среди низкочастотных колебаний давления. В этих машинах может развиться сильный водоворот выхода рабочего колеса, вызывая колебания давления. Кроме того, кавитация отсасывающей трубы может изменить естественные частоты гидравлической системы. В поворотно-лопастных (Каплан) или диагональных (Dériaz) турбинах двойного регулирования, управление (положение «вкл.» кулачка концевика) открытием НА и урегулирования лопасти рабочего колеса приводит к минимальному выходу водоворота рабочего колеса и не производит серьезного скачка в отсасывающей трубе.

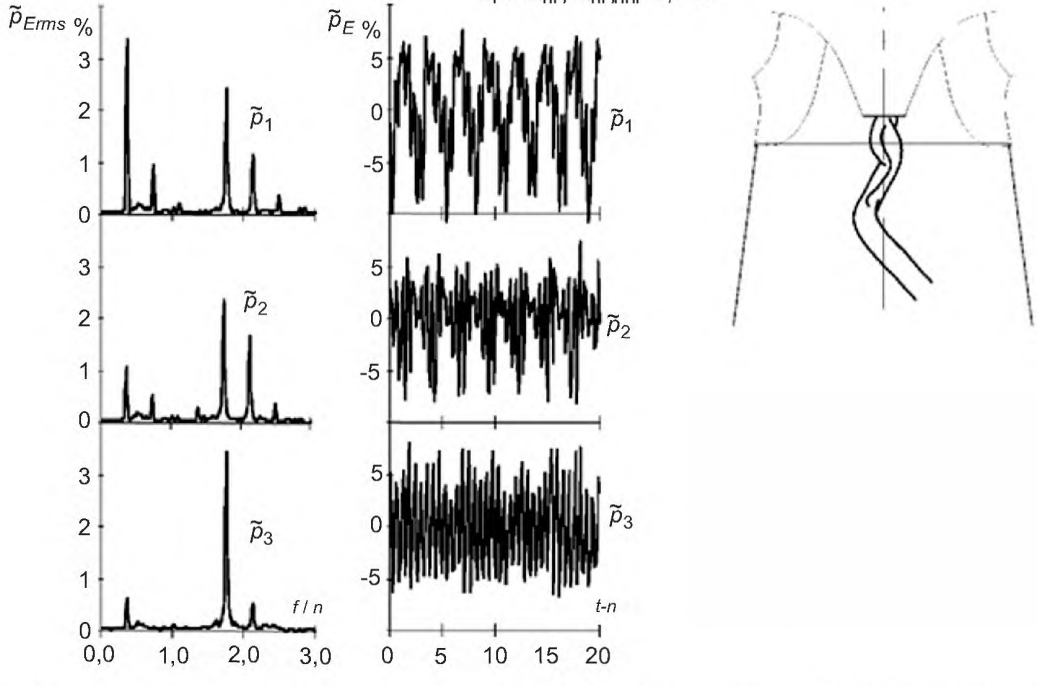
В активных турбинах рабочее колесо отделено от носика условием постоянного давления. Поэтому нет никакого взаимодействия между рабочим колесом и водными трубопроводами. Активные турбины не рассмотрены в этом подпункте.

Турбины и насосы производят возбуждение при вращательной частоте, умноженной на число лопастей рабочего колеса/импеллера, обычно определяемых как сменяющая частота лопасти. Из-за взаимодействия лопастей рабочего колеса с НА / колоннами статора / спиральной камерой, более высокие частоты произведены до k, умножены на мимолетную частоту лопасти, k – как правило, между 1 и 2 для турбин и 1 и 4 для насосов и насос-турбин. Стохастические колебания давления из-за разделения турбулентного течения или неустойчивых пульсаций давления из-за разбивки водоворота может иметь место в различных условиях расширенного эксплуатационного диапазона. Некоторые примеры колебаний давления, связанные с реактивными машинами, показаны на рисунках 90 – 93 для различных эксплуатационных режимов. Местоположения датчиков давления предложены на рисунке 94.



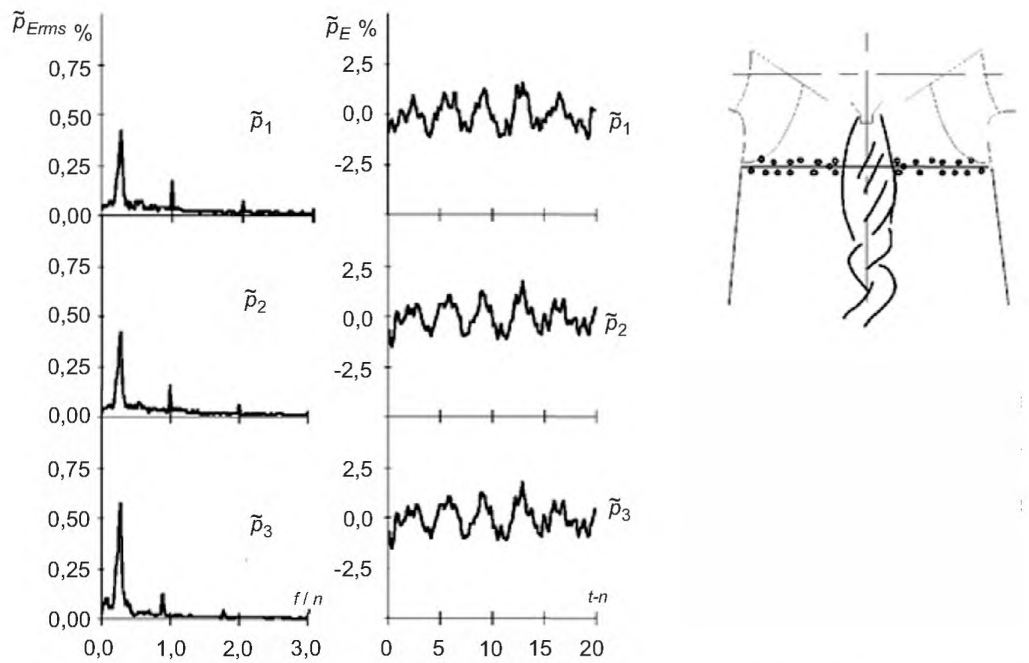
Примечание – Спектральная амплитуда (промежуток частоты) – трехкратная вращательная частота, эффективная полномасштабная амплитуда составляет 2,5 % ρE. Временные сигналы – отрезок времени 20 оборотов рабочего колеса, полномасштабная амплитуда составляет 5 % ρE.

Рисунок 91 – Частичная рабочая нагрузка n_{QE}=0,321 модели радиально-осевой турбины Френсиса при Q_{nD}/Q_{nDopt}=0,719



Примечание – Спектральная амплитуда (промежуток частоты) – трехкратная вращательная частота, эффективная полномасштабная амплитуда составляет 4 % ρE. Временные сигналы – отрезок времени 20 оборотов рабочего колеса, полномасштабная амплитуда составляет 10 % ρE.

Рисунок 92 – Самая высокая частичная рабочая нагрузка n_{QE} = 0,226 модели радиально-осевой турбины Френсиса при Q_{nD}/Q_{nDopt} = 0,764



Примечание – Спектральная амплитуда (промежуток частоты) – трехкратная вращательная частота, эффективная полномасштабная амплитуда составляет 1 % ρE. Временные сигналы – отрезок времени 20 оборотов рабочего колеса, полномасштабная амплитуда составляет 5 % ρE.

Рисунок 93 – Полная рабочая нагрузка n_{QE} = 0,173 модели радиально-осевой турбины Френсиса при Q_{nD}/Q_{nDopt} = 1,218

4.3.1.2 Влияние гидравлического цикла и вращающегося оборудования

Модельные испытания изолированной гидравлической машины не полностью воспроизводят всевозможные динамические явления опытного образца натурной машины, потому что гидроакустические волны могут быть значительны под влиянием граничных условий.

Колебания давления являются не только особенностями модели, но и они могут также быть затронуты особенностями оборудования для испытаний. Возможные условия, затрагивающие сходство, включают следующее:

- водоводы (длина трубы, жесткость стены);
- характеристика испытательной жидкости (свободное газовое содержание);
- динамическое поведение вращающихся компонентов;
- числа Рейнольдса и числа Фруда.

4.3.1.3 Цель измерений

Измерения пульсаций давления обычно проводят для получения:

- относительной величины пульсаций давления в определенном рабочем диапазоне;
- характера пульсаций давления (периодический или случайный);
- доминирующей частоты пульсаций давления;
- эффекта паллиативных методов, таких как впуск воздуха (эффективность, расположение);
- интенсивности пульсаций давления модели в сравнении с другими моделями с аналогичной скоростью.

В благоприятных условиях работы, когда нет заметного взаимодействия с наружными системами (см. рисунок 99), результаты модельных испытаний переносят на прототип. Тем не менее, в результате взаимодействия со множеством наружных систем или в результате различий характеристик жидкости между моделью и опытным образцом натурной машины, амплитуда и частота пульсации давления могут значительно отличаться от транспонированных результатов модельных испытаний. В настоящее время невозможно определить эти отклонения количественно; измерения пульсаций давления модели позволяют в большинстве случаев получить, по крайней мере, качественную информацию или определить значения пульсации давления.

4.3.2 Особые требования к модели и ее установке

Модель и испытательная установка должны полностью отвечать требованиям к испытаниям гидравлической машины, см. 2.1. Это должно обеспечить полный контроль над испытанием удельной гидравлической энергией, вращательной скоростью и давлением на низкой стороне давления. Если желаемые условия испытания установлены, они должны остаться устойчивыми в течение времени, необходимого для измерения колеблющейся величины.

Прозрачные части нанизкой стороне давления рабочего колеса должны быть достаточно большими для наблюдения за кавитацией не только на лопастях рабочего колеса, но также и в верхней части отсасывающей трубы. Чтобы избежать эффектов резонанса между испытательным циклом и моделью, естественная частота испытательного цикла должна быть достаточной за пределами диапазона интереса модели частоты (4.3.4.1). Гидравлические нарушения от насоса подачи, дросселирующих устройств, обходов, изгибов и т.д. не должны затрагивать модель в этом диапазоне частот.

Отсасывающая труба должна быть связана с трубопроводом или резервуаром большой площадью поперечного сечения, чтобы преодолеть динамическое сцепление модели с частью низкого давления испытательного цикла.

Типовая конструкция должна быть достаточно жесткой, чтобы предотвратить чрезмерные деформации. Колебания испытательного стенда модели и вращательные колебания скорости из-за управляющей системы не должны вызывать колебания давления в рассматриваемом диапазоне частот.

Испытательная установка должна работать в режиме замкнутой цепи, таким образом, газовое содержание может быть сохранено низким и постоянным. Входной поток в модели должен быть свободным от странствующих пузырей.

В случае моделей с полной спиральной камерой, прямая однородная труба, по крайней мере, длиной 6D, должна быть установлена на стороне высокого давления модели. Это дает оценку условий распространения волн давления, и гидроакустической мощности давления этих волн на входе спиральной камеры, используя сигналы p_3 и p_6 преобразователей давления, обозначенных на рисунке 94.

4.3.3 Контрольно-измерительные приборы и калибровка

4.3.3.1 Приборы для измерения пульсаций давления

Датчики давления монтируют таким образом, чтобы их мембрана была установлена заподлицо с гидравлическим профилем. Если этого сделать нельзя, тогда необходимо тщательно изолировать зазоры, учитывая при этом в расчетах собственную частоту датчиков (4.3.1.1 и МЭК 60994, 6.3).

Датчики должны иметь достаточно высокую чувствительность для измерения эффективных пульсаций давления ± 0,1 % ρE. Максимально допустимая ошибка измерительной схемы не должна превышать ± 5 %диапазона измерений. Эту ошибку можно сократить предварительной калибровкой (4.3.3.2). Максимально допустимая ошибка системы обработки сигнала не должна превышать ±1 % по амплитуде и ± 10° по фазе.

На рисунке 94 показан пример предполагаемого размещения датчиков радиально-осевой или пропеллерной турбины, или насос-турбины. Обязательно рекомендуются (ниже) измеренные p_1, p_2 и p_3. Датчики p_1 и p_2 устанавливают на расстоянии 0,3 – 1,0 D со стороны низкого давления рабочего колеса/импеллера:

- p_1 – датчик давления на конусе отсасывающей трубы, со стороны нижнего бьефа;
- p_2 – датчик давления на конусе отсасывающей трубы, со стороны верхнего бьефа;
- p_3 – датчик давления на входе в спиральную камеру.

В зависимости от желаемых данных о колебании давления следующие датчики могут также быть установлены:

- p_4 – дополнительные датчики давления в конусе отсасывающей трубы, в том же сечении что p_1 и p_2 желательно удалить его на 90°. Этот датчик может быть установлен в колене отсасывающей трубы или в местах расположения люка для персонала на прототипе;
- p_5 – датчики давления в распределителе (например, между рабочим колесом /импеллером и НА);
- p_6 – дополнительные датчики давления вдоль впускного отверстия;
- p_7 –датчики давления на выходе отсасывающей трубы.

Измерения силы и вращающего момента могут также быть выполнены одновременно с измерением колебания давления:

- f_1 – датчики осевых и радиальных усилий на валу – фланцевое соединение рабочего колеса (4.5);
- t_1 – датчик вращающего момента на валу (4.4).

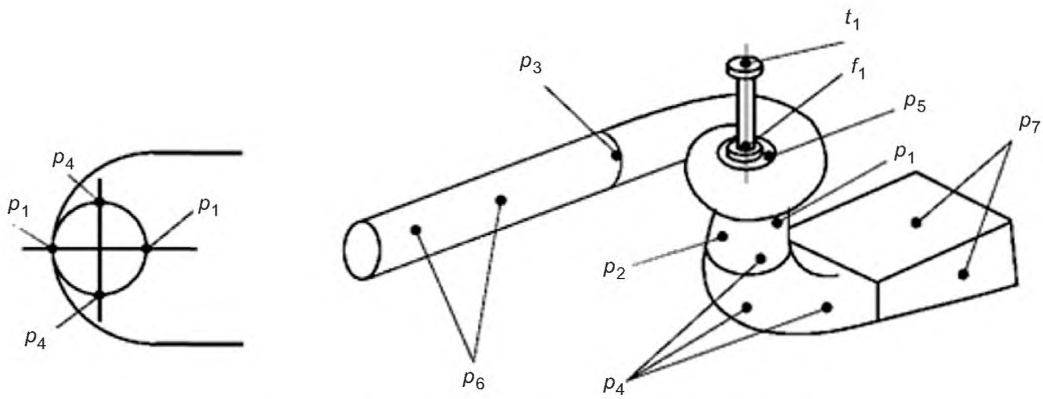


Рисунок 94 – Предполагаемые точки расположения датчиков

4.3.3.2 Калибровка

Динамическая калибровка для систем измерения давления может быть выполнена. Она состоит из определения передаточной функции между входным сигналом давления и выходом электрического сигнала. Абсолютное изменение фазы между давлением и выходным сигналом обычно не требуется. Изменение фазы между выходными сигналами из-за различных систем формирования сигнала, однако, должно быть известно или компенсировано. Прирост и исправления фазы могут быть определены стимулированием всех датчиков с тем же самым колебанием давления, в том же самом диапазоне частот и амплитудой, что касается испытаний модели. Калибровка должна гарантировать, что различия в приросте и фазе между каналами находятся в пределах запаса погрешности оборудования обработки сигнала (4.3.3.1).

4.3.4 Процедуры

4.3.4.1 Испытания удельной гидравлической энергии

Испытания удельной гидравлической энергии отобраны для обеспечения хорошего состояния для регулирования установившихся операционных параметров. Кроме того, испытание удельной гидравлической энергии должно быть выбрано так, что частоты колебания давления и амплитуды находится в пределах инструментовки. Кроме того, если резонанс между моделью и испытательной установкой сомнительный, рекомендуется провести измерения при различном испытании удельной гидравлической энергии (4.3.2). Испытания удельной гидравлической энергии согласно сходству Фруда должны адаптироваться всякий раз, когда это практично. В случае больших машин с маленькой удельной гидравлической энергией, значительно увеличивается влияние Фруда (2.3.1.5).

4.3.4.2 Контрольный уровень кавитации при измерении пульсаций давления

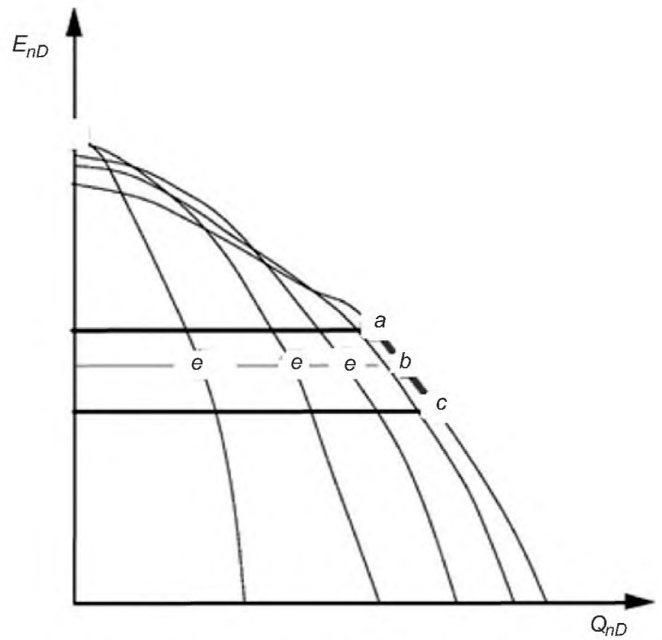
Если сходство Фруда не может быть выполнено, область потока в конусе отсасывающей трубы и следовательно колебания давления будут под влиянием полости развития пара. Контрольный уровень кавитации должен быть согласован (2.3.1.5.1). Для вертикальных единиц этот уровень может быть на (или ниже) низкой стороне (ны) давления рабочего колеса/импеллера.

4.3.4.3 Рабочие условия испытания модели

Представлены типичные пути исследования, диапазоны испытательных точек, для насоса или насос-турбины на рисунке 95 и типичные пути исследования для радиально-осевых или пропеллерных турбин представлены на $E_{nD} – Q_{nD}$ диаграммах на рисунке 96.

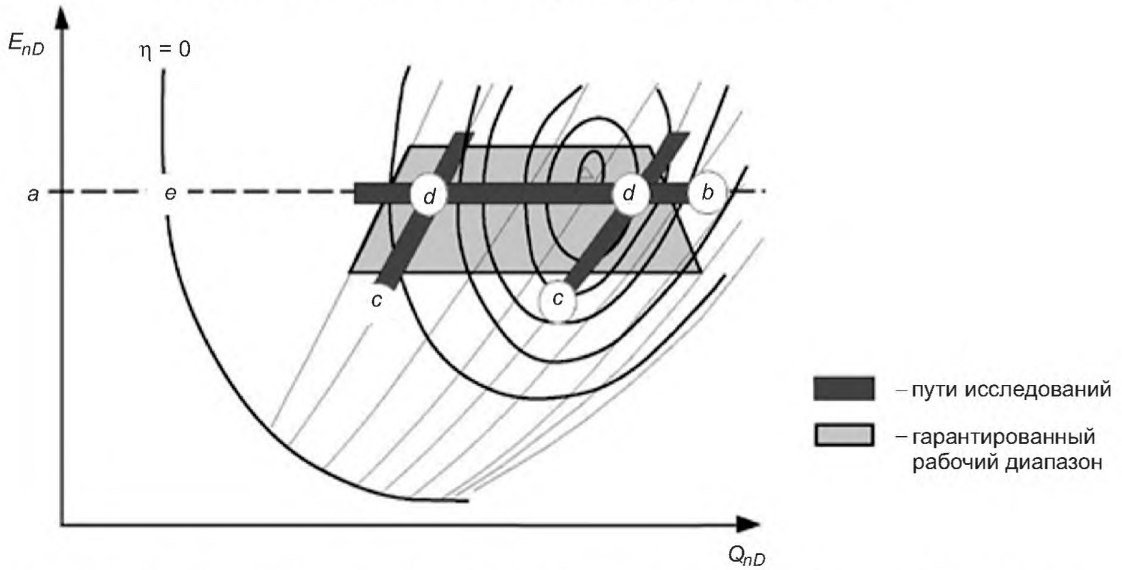
В случае турбины испытательные точки должны покрыть по крайней мере, определенный рабочий диапазон расхода при постоянном испытании удельной гидравлической энергии и при числе Тома, связанном с контрольным уровнем кавитации, определенным в 4.3.4.2. Это может быть завершено дополнительными исследованиями. Подробные испытания при частичной нагрузке и при предельной нагрузке, при открытиях НА, в отношении которого происходят значительные колебания, дают идентичную картину явления колебания с немного отличающимися действующими условиями. Они состоят в одном изменении энергетического коэффициента с постоянным испытанием удельной гидравлической энергии, числа Тома и открытия НА, одного изменения числа Тома и возможно изменения испытаний

удельной гидравлической энергии. В расширенном операционном диапазоне могут произойти значительные колебания давления. Это относится особенно к турбинам в угонных условиях и к насос-турбинам (или насосам) в экстремальных эксплуатационных режимах (например, в режиме обратного вращения насоса).



a – E_{nD} для максимальной удельной E_{Pspmax}; b – E_{nD} для E_{Psp}; c – E_{nD} для минимальной удельной E_{Pspmin}; d – режим нулевого расхода (малое открытие НА); e – действие при частичной нагрузке; a – c – гарантированный рабочий диапазон

Рисунок 95 – Диаграмма насосного режима с путями исследования



a – E_{nD} для E_{Psp}; b – изменения Q_{nD}; c – изменения E_{nD}; d – изменения числа Тома (в выбранных рабочих условиях); e – работа холостого хода

Рисунок 96 – Диаграмма возвышения турбины с путями исследования

Для станций с большими изменениями удельной гидравлической энергии испытания должны быть выполнены для различных энергетических коэффициентов, с соответствующими значениями числа Тома. Этот объем данных желателен для соответствующей диагностики колебаний давления.

4.3.4.4 Воздушный допуск

Воздушный допуск для сокращения колебаний давления может быть проверен на моделях. Такие испытания дают только приблизительное представление об эффектах воздушного допуска, который будет ожидаться на прототипе, потому что не может быть обеспечено достаточное сходство.

4.3.5 Измерения

Для каждой испытательной точки колеблющийся сигнал выбран по периоду времени, достаточному для цели испытания, например, исследование низкочастотных скачков. Кавитация отсасывающей трубы должна наблюдаться и должна быть зарегистрирована полость структуры. Необходимо осуществить выборку и записать сигналы (4.2).

4.3.6 Анализ, представление и интерполяция результатов

4.3.6.1 Анализ

Согласно периодической или согласно непериодической сущности колебаний давления, должны быть выбраны интервалы частоты или анализ временного интервала.

4.3.6.1.1 Анализ временного интервала

Анализ временного интервала главным образом полезен для обработки случайных и неустойчивых колебаний (см. рисунки 90 – 93). Для испытаний колебания давления анализ временного интервала может быть сделан определением стандартного отклонения сигнала. Сравнение стандартного отклонения с оценкой интервала частоты амплитуды сигнала дает признак случайного колебания, наложенный на периодический сигнал, в то время как характерная заданная амплитуда статистическими методами дает признак величины абсолютных колебаний. Для проверки цели сигналы могут быть рассмотрены во временном интервале.

4.3.6.1.2 Анализ частотного интервала

Анализ частотного интервала пульсаций давления выполняют анализатором Фурье. Используя многоканальный анализатор, можно проследить периодическое явление одновременно на разных частотах и определить сдвиг фазы между каналами. В анализаторах Фурье величина составляющих спектра обычно выражается в инженерных единицах. Частоту спектра можно рассматривать как среднее дискретных преобразований Фурье, рассчитанное на фазе последовательной записи времени. Чтобы минимизировать эффекты протечки из-за отчетов конечного промежутка времени и сохранить правильное определение частот, необходимо использовать подходящие фильтры, такие как фильтры Ханнинга и Кайзер-Бесселя.

Спектры частоты, полученные дискретными преобразователями Фурье, обеспечивают лучшую подгонку по данному отчету времени, между выбранными данными о временном интервале и супер положением волн синуса. Длина времени записи − та же самая для всех частот в пределах преобразования. Таким образом, более высокие частоты усреднены по большему числу периодов, чем низкие частоты. Поэтому дискретные преобразователи Фурье не подходят для характеристики сигналов с изменяющейся во времени частотой. В небольшой волне / объединенные методы частоты времени, окно надбавки времени – это функция частоты. То же самое число периодов используется для вычисления всех коэффициентов частоты. Результат точно представляет содержание частоты сигнала интереса в зависимости от времени.

4.3.6.1.3 Не измеряемые частоты и давления

Частоты пульсаций давления не поддаются измерению частотой вращения рабочего колеса /импеллера n, $f_n = \frac{f}{n}$ − коэффициент частоты. Амплитуды пульсаций давления не поддаются измерению давлением p_E типичного испытания удельной гидравлической энергии, $\tilde{p}_E = \frac{\tilde{p}}{\rho E}$ − коэффициент пульсации давления.

4.3.6.2 Представление и интерполяция пульсаций давления

4.3.6.2.1 Общая часть

Данные пульсаций f_n, $\tilde{p}_E$ должны быть представлены в сравнении с параметрами испытаний, что позволит дать полную информацию о предполагаемых пульсациях давления на прототипе в исследуемых рабочих режимах. Параметры испытаний:

- коэффициент или фактор расхода;
- коэффициент энергии или коэффициент скорости;
- число Тома;
- испытания удельной гидравлической энергии;

- коэффициент расхода воздуха или др.

Необходимо представить результаты анализа и измерений сигналов давления p_1, p_2 и p_3 (см. рисунок 94). На диаграммах ниже даны примерные результаты.

4.3.6.2.2 Диаграмма водопада

Диаграмма водопада на рисунке 97 представляет спектры частоты амплитуды в зависимости от отобранных параметров испытаний в формате 3D. Это обеспечивает быстрый обзор всех колебаний давления в рассматриваемом диапазоне частот и рабочем диапазоне.

4.3.6.2.3 Сводная диаграмма

Сводная диаграмма на рисунке 98 представляет спектральные данные, связанные с доминантной частотой для каждого канала измерения, в зависимости от отобранного параметра испытаний в формате 2D. Доминирующая частота – та, которая связана с максимальной спектральной амплитудой канала сигнала в диапазоне частот интереса.

Сводная диаграмма указывает:

- доминирующую частоту;
- изменение фазы к контрольному каналу при доминирующей частоте;
- узкополосную амплитуду при доминирующей частоте;
- широкополосную амплитуду.

Узкополосная амплитуда эффективности оценена как эффективная величина, $\tilde{p}_{rms}(f)$ из дискретного коэффициента преобразователя Фурье при доминирующей частоте. Широкополосная амплитуда эффективности оценена как стандартное отклонение, p_{eff} – сигнала времени. Кривые ИСО – амплитуды колебаний давления могут быть нарисованы в E_{nD}–Q_{nD} или n_{ED}–Q_{ED} диаграммах, при условии, что было исследовано достаточное число путей, см. рисунок 96.

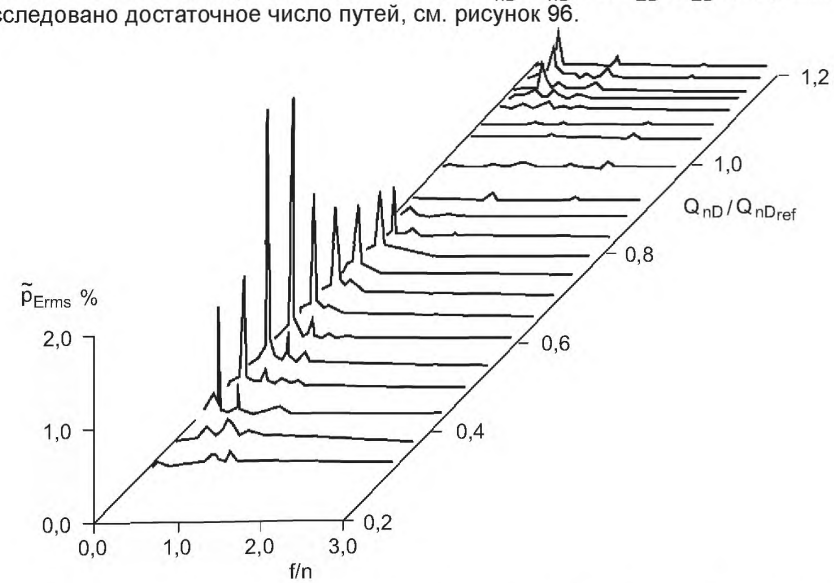


Рисунок 97 – Пример диаграммы водопада колебаний давления в отсасывающей трубе радиально-осевой турбины Френсиса для пути b рисунка 96, датчик p_1

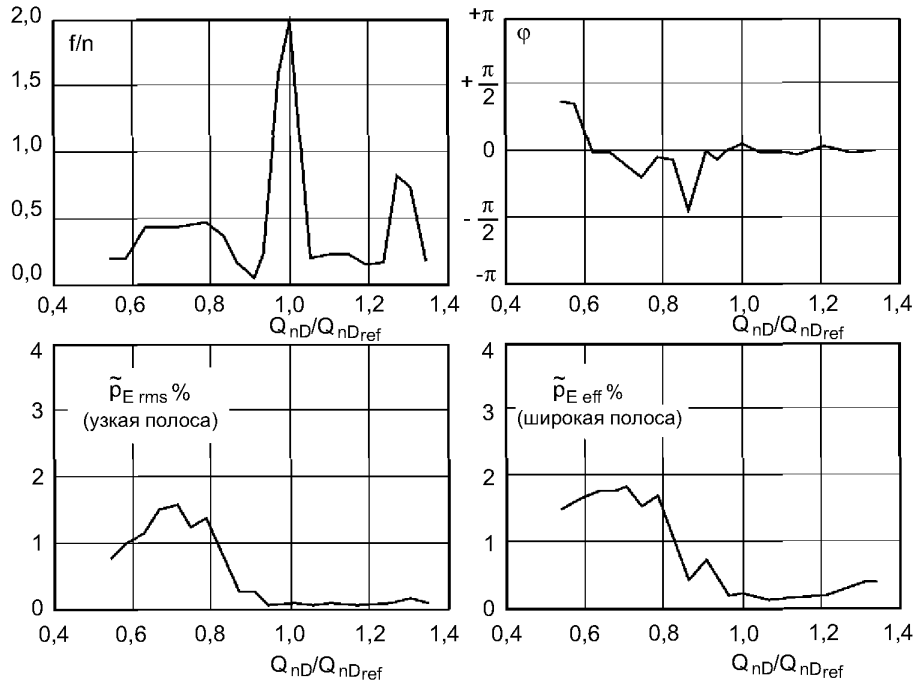


Рисунок 98 – Пример сводной диаграммы колебаний давления в отсасывающей трубе радиально-осевой турбины Френсиса для пути b рисунка 96, датчик p_2

4.3.7 Приведение к опытному образцу натурной машины

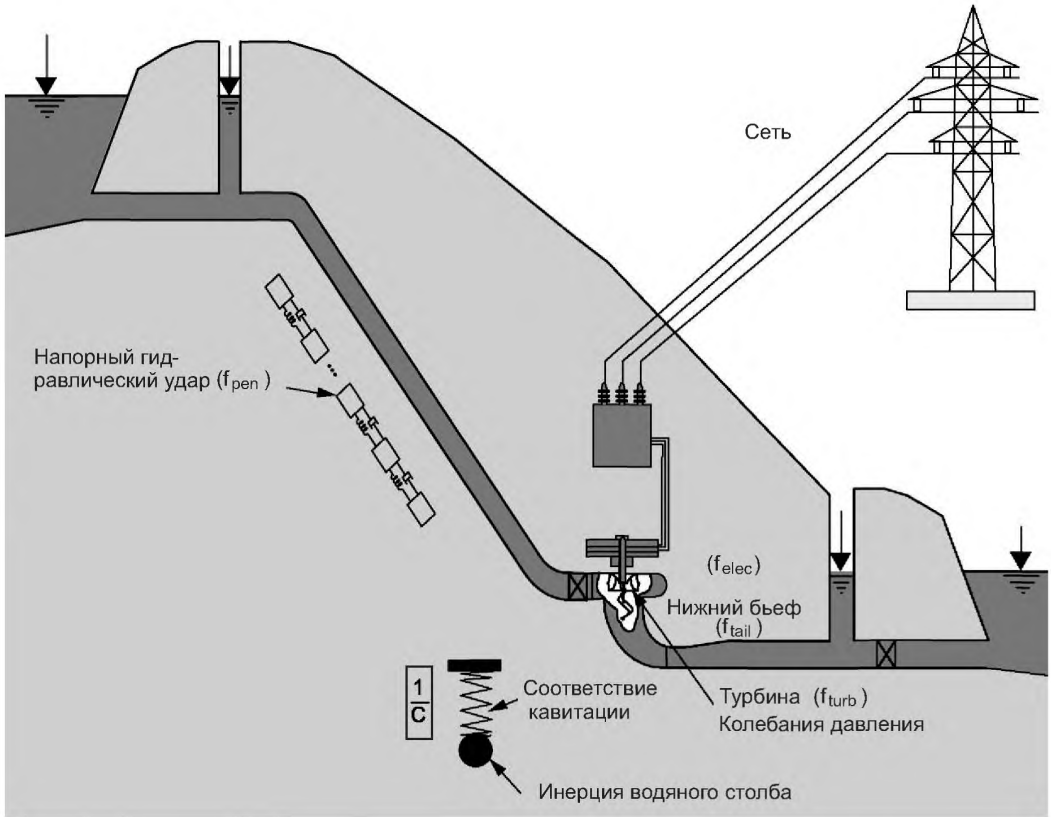
4.3.7.1 Амплитуды колебания давления

В благоприятных условиях для испытаний модели (4.3.1.2), и в случае, если не присутствует существенное взаимодействие с внешней системой, амплитуды колебания давления довольно хорошо взаимозаменяемы от модели до опытного образца натурной машины. Когда существует любое взаимодействие с внешними системами, предсказание амплитуды колебания давления опытного образца натурной машины требуют анализа динамического отклика расположенной в натуральную величину машины, включая водоводы, напорный коллектор, затворные камеры, туннели нижнего бьефа и т.д. Из-за сложности в конфигурации станционного опытного образца натурной машины фактически очень трудно сделать такой анализ на всесторонней числовой модели, включая все соответствующие системные компоненты, как обрисовано в общих чертах на рисунке 99.

Частично таким анализом можно проверить только возникновение резонанса сравнением доминирующей частоты колебаний давления с естественной частотой каждого из следующих внешних системных компонентов:

- напора;
- нижнего бьефа;
- электрического расположения.

Если ожидается любой резонанс с внешней системой, предсказание амплитуды колебания давления опытного образца натурной машины не включено в обработку измерения колебания давления модельного испытания.



f_{turb} – частота колебания гидравлической машины; f_{pen} – естественная частота напорного трубопровода; f_{tail} – естественная частота нижнего бьефа; f_{elec} – естественная частота электрической машины

Рисунок 99 – Влияние внешних систем на пульсации давления машины

4.3.7.2 Частоты колебания

Коэффициент частоты, который определен в 4.3.6.1.3, пересчитывают с модели на прототип:

- для определения пульсаций давления, обусловленных инерцией потока на выходе из рабочего колеса, например завихрением;
- для определения колебаний воды в отсасывающей трубе, обусловленных содержанием газа толи в результате развития кавитации, то ли в результате впуска воздуха;
- для определения пульсаций давления, обусловленных взаимодействием лопастей рабочего колеса / импеллера и направляющих аппаратов.

4.3.7.3 Величина возбуждения

Величина пульсаций давления имеет тот же коэффициент, что и давление, обусловленное удельной гидравлической энергией турбины. Это утверждение верно только при завихрениях и др. волнениях потока. Давление распространяется волнами в трубопроводе, отражается, при этом наблюдаемые амплитуды уменьшаются в случае динамического взаимодействия с гидравлическим циклом.

Величину возбуждения можно определить с большей точностью исчислением гидроакустической мощности, обусловленной колебаниями воды. Эту мощность определяют для заданного сечения как продукт мгновенных пульсаций давления с мгновенными пульсациями расхода. Практически это определяется измерением p_3 и p_6, см. [28]. Хотя волнение в трубопроводе не влияет на активную гидроакустическую мощность, она дает представление о мощности волнения, вызванной машиной (положительное значение) или испытательным стендом (отрицательное значение).

4.3.7.4 Собственная частота водяного столба в отсасывающей трубе

Стабильность работы реактивной турбины с неподвижными лопастями зависит напрямую от соотношения значения собственной частоты отсасывающей трубы к частоте пульсаций давления.

Собственная частота отсасывающей трубы f_0 – это частота свободного колебания водяного столба, обусловленная содержанием в ней газа, то ли в результате развития кавитации, то ли в результате впуска воздуха. Собственная частота отсасывающей трубы f_0 вычисляется по формуле

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1}{\frac{-\partial V_{vap}}{\partial NPSE}\int\frac{dL}{A}}}\ ^{1)},$$

где V_{vap} – объем газовой впадины в отсасывающей трубе;

$\int dL/A$ – отношение длины к площади поперечного сечения, объединенной вдоль центральной линии отсасывающей трубы по области, где водный столб ведет себя как масса инерции против упругого газообразного объема.

Следовательно, собственная частота отсасывающей трубы зависит от следующих операционных параметров:

- коэффициента расхода $\frac{Q_{nD}}{Q_{nDref}}$;
- числа Тома;
- числа Фруда;
- соотношения впускаемого воздуха.

Если возможно идентифицировать собственную частоту отсасывающей трубы модели методом, описанным ниже, возможность возникновения резонанса может быть оценена для каждой согласованной рабочей точки вдоль пути исследования, сравнивая его с частотным диапазоном возбуждения давления. f_0 может быть идентифицируем косвенным методом согласно следующей процедуре.

В данном поперечном сечении свободные колебания отсасывающей трубы характеризуются колебанием давления той же самой фазы. Тогда возможно идентифицировать соответствующие частоты от двух преобразователей давления, например, p_1 и p_2, и проверить, затронута ли расходом одна из этих частот любым изменением объема впадины. Из аналитического выражения f_0 можно заметить, что собственное значение частоты отсасывающей трубы уменьшено с началом и ростом объема впадины. Кроме того может произойти резонанс, который приводит к увеличению колебаний давления или при частоте прецессии водоворота или при первой гармоничной функции и, тогда, этот резонанс может помочь в идентификации f_0. Пример влияния коэффициента расхода на собственную частоту отсасывающей трубы модели радиально-осевой турбины Френсиса показан на рисунке 100 при частичной нагрузке. Иногда кривая f_0 пересекает кривую частоты прецессии водоворота, которая соответствует риску резонанса.

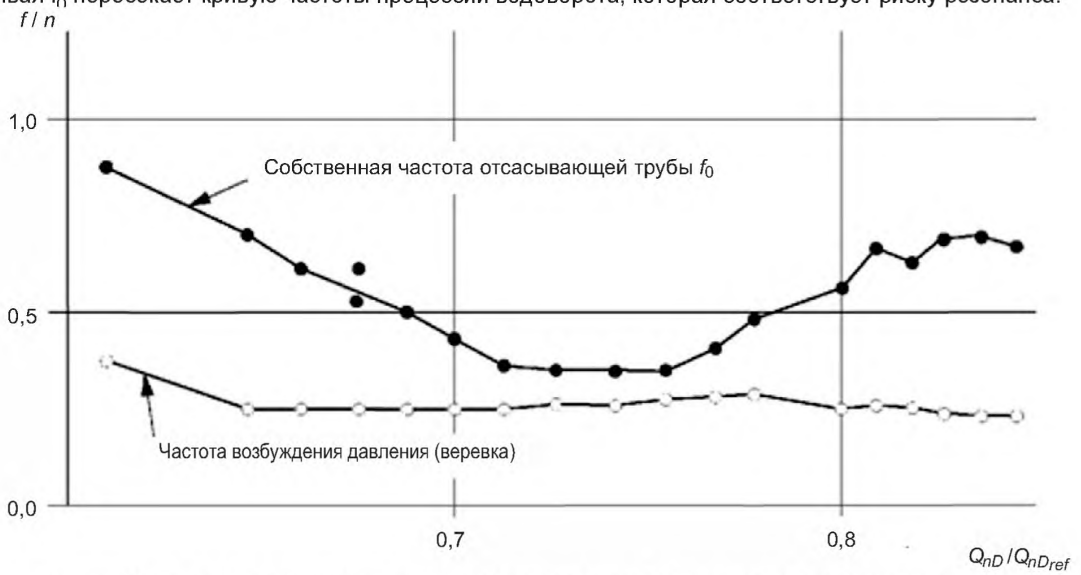


Рисунок 100 – Пример влияния коэффициента расхода на собственную частоту отсасывающей трубы модели радиально-осевой турбины Френсиса

1) $\frac{-\partial V_{vap}}{\partial NPSE}$ – кавитационное соблюдение отсасывающей трубы.

В случае сомнения подтверждение этой идентификации может быть получено, изменяя следующие испытательные параметры:

- число Тома (уменьшение числа Тома увеличивает объем впадины и приводит к уменьшению f_0);
- число Фруда, изменяя испытания удельной гидравлической энергии (уменьшение числа Фруда увеличивает объем впадины и приводит к уменьшению f_0).

Два других пути могут также использоваться для определения f_0, но они оба вовлекают большее время измерения и использования определенных систем. Они состоят:

- в возбуждении отсасывающей трубы с определенной системой, которая вызывает внешнее колебание давления, и анализ частотного отклика датчиков давления;
- в измерении различных объемов впадин в отсасывающей трубе, изменяя коэффициент расхода Q_{nD} и значения числа Тома, чтобы оценить значение частоты с аналитическим выражением f_0.

Если сходство Тома и сходство Фруда выполнены, собственная частота отсасывающей трубы может быть перемещена от модели до опытного образца натурной машины следующим образом:

$$\frac{f_{0M}}{f_{0P}} = \frac{n_M}{n_P} = \frac{D_P}{D_M}\sqrt{\frac{E_M}{E_P}}\ .$$

4.3.8 Погрешности

Погрешность колебания давления, измеренная на модели, находится под влиянием следующих факторов: погрешность инструментов; взаимодействие с испытательным циклом; взаимодействие с электрической машиной.

При хороших условиях можно определить колебание давления модели с погрешностью:

- амплитуда ±10 %;
- доминирующая частота ± 2 % частоты вращения модели;
- расхождение по фазе ± 10°.

Преобразование значения из модели до опытного образца натурной машины может привести к ошибке, вызванной следующими факторами:

- отклонение в сходстве Фруда;
- взаимодействие с водоводом;
- взаимодействие с электрической машиной.

В случае если вовлечено существенное влияние, вызванное вышеупомянутыми факторами, трудно точно оценить значения опытного образца натурной машины. При благоприятных условиях погрешность ожидаемых значений для опытного образца натурной машины:

- амплитуда ± 30 %;
- доминирующая частота ± 5 % частоты вращения модели;
- расхождение по фазе ± 30°.

4.4 Пульсации крутящего момента вала

4.4.1 Общее

Колебания вращающего момента вала в гидравлических машинах могут быть вызваны:

- изменениями сил давления, действующих на лопасти рабочего колеса/импеллера;
- изменениями электромагнитных сил, действующих на генератор/двигатель.

Наблюдения за колебаниями вращающего момента рассматриваются только, как расширение в обработке колебания давления (4.3). Колебания вращающего момента, вызванные системой управления электрической машиной, могут произойти и должно быть идентифицированы.

4.4.2 Рекомендации для измерения

Датчик вращающего момента должен быть установлен на валу между генератором/двигателем и рабочим колесом, см. также 4.5 и рисунок 49. Его диапазон частот покроет диапазон соответствующих частот (4.3.1.1). Ни управляющая система скорости и передача мощности испытательной установки, ни относящаяся к скручиванию собственная частота модели вала не должны произвести существенное воздействие на изменение вращающего момента вала в пределах диапазона частот интереса.

4.4.3 Анализ результатов испытания модели

Пульсации крутящего момента обрабатываются процессором и выводятся на дисплей так же, как и пульсации давления (4.3.6). Амплитуды безразмерны и выполняют функцию коэффициентов или факторов крутящего момента. Они выражаются в относительных значениях. В качестве контрольного можно использовать лучший КПД или коэффициент крутящего момента при полной нагрузке. При отсутствии динамического влияния от генератора / мотора на частоту интереса, амплитуды пульсаций крутящего момента отражают глобальное воздействие усилий пульсации давления, направленных на рабочее колесо.

4.4.4 Пересчет на прототип

Частоты пульсаций крутящего момента транспонируют на прототип в следующих случаях:

- если они те же, что и частоты пульсаций давления;
- при отсутствии динамического влияния от генератора / мотора на частоту интереса.

Модельные испытания гидравлической машины не воспроизводят амплитуды пульсаций крутящего момента на прототипе, если они подвержены значительному воздействию негомологичных периферийных условий, обусловленных электрической схемой, механической системой и водопроводом. В частности измеренные колебания крутящего момента не релевантны при разгоне или эксплуатации конденсатора, если действие управляющей системы модели явно доминирующее.

4.5 Осевое и радиальное усилие

4.5.1 Общее

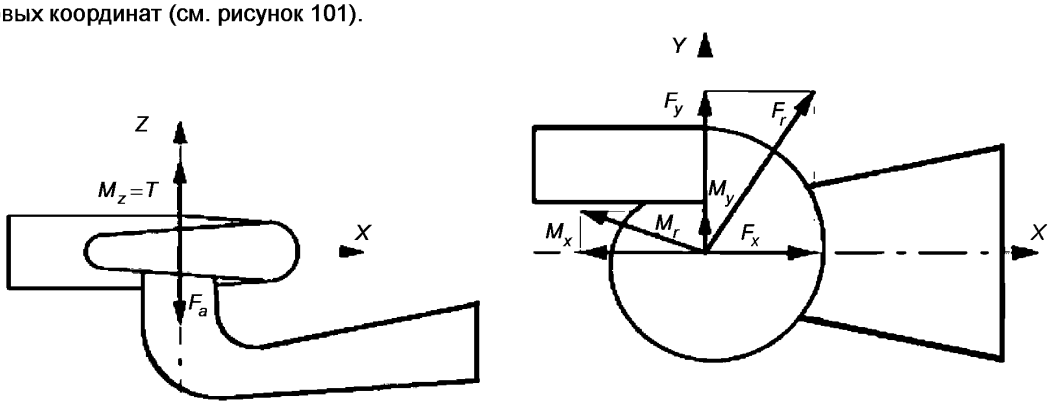
Этот подпункт соглашения касается установившегося измерения сил (усилием) и моментов, действующих на рабочее колесо гидравлических машин. В большинстве случаев достаточно измерить только осевое усилие в ходе регулярного исследования программы. Для измерения радиальных сил и моментов, особые условия должны быть установлены. Испытательные меры описаны ниже для измерения одного компонента (осевое усилие) до измерения шести компонентов (все силы и моменты, действующие на рабочее колесо). Измерение колебаний этих осевых и радиальных сил – часть методов измерения и расположения, описанных позже. Обработка данных этих колебаний сделана таким же образом, что и колебания давления (4.3.6).

4.5.1.1 Цель измерений

Силы и моменты из-за гидродинамического действия – часть полной нагрузки на вращательную часть в гидравлической машине. Важные параметры разработки такие, как силы, действующие на осевой и радиальные подшипники, включенные части, усилия и отклонения вала и т.д., могут быть вычислены и / или получены при модельных измерениях. Цель измерений состоит в определении величины и направления сил и моментов в зависимости от различных эксплуатационных режимов.

4.5.1.2 Определения

Усилия и моменты, действующие на рабочее колесо, определены в неподвижной системе декартовых координат (см. рисунок 101).



F_x – радиальное усилие, x-компонент; F_y – радиальное усилие, y-компонент; F_z – осевое усилие ($-\vec{F}_z = \vec{F}_a$); F_r – радиальная сила ($\vec{F}_r = \vec{F}_x + \vec{F}_y$); M_x – момент, x-ось; M_y – момент, y-ось; M_z – момент, z-ось (вращающий момент вала T); M_r – радиальный момент ($\vec{M}_r = \vec{M}_x + \vec{M}_y$)

Рисунок 101 – Определение системы координат

Начало координат должно соответствовать контрольному уровню. Углы радиального усилия и радиального момента могут быть исчислены в определенной системе координат

$$\varphi_{Fr} = \arctan\frac{F_y}{F_x} \qquad \varphi_{Mr} = \arctan\frac{M_y}{M_x}.$$

4.5.1.3 Факторы влияния

В данном разделе рассматриваются только усилия и моменты гидродинамического взаимодействия между рабочим колесом и испытанием жидкости. Поэтому должны быть также приняты во внимание силы, из-за следующих эффектов:

- вес рабочего колеса / импеллера;
- центробежные силы;
- гидростатические эффекты (плавучесть);
- гидродинамические эффекты в лабиринтных уплотнениях;
- механические усилия (трение);
- эффекты резонанса.

Ниже дано описание, как перечисленные усилия должны учитываться в каждом конкретном случае.

4.5.2 Осевое усилие

4.5.2.1 Программа испытаний

Испытание должно покрыть целый операционный диапазон с особым вниманием к области, где максимальное осевое усилие происходит или ожидается. Испытание должно быть выполнено в указанном эксплуатационном режиме опытного образца натурной машины. Число испытательных точек между минимумом и максимумом удельной гидравлической энергии и от минимума до максимума расход должен быть достаточным, чтобы характеризовать осевое усилие. Рекомендуется, чтобы испытательный диапазон простирался вне (по контракту) заданного операционного диапазона и чтобы возможное влияние кавитации на осевом усилии было рассмотрено.

В дополнение к нормальному операционному диапазону осевое усилие должно быть измерено вне разработанных условий:

- угонные условия;
- положение «выкл.» кулачка концевика в машинах двойного регулирования;
- рабочие точки во время переходных условий с ожидаемым высоким осевым усилием (например, переход от насоса до турбинного режима при максимальном открытии НА в насосах и насос-турбинах);
- условия холостого хода, которые могут вызвать выброс в осевых машинах.

4.5.2.2 Измерительные устройства

4.5.2.2.1 Прямое измерение

Существуют многочисленные меры для измерения осевого усилия, действующего на рабочее колесо. В типичной классификации испытаний давление масла в гидростатическом подшипнике измерено в качестве контрольной величины, связанной с гидравлической силой, действующей на рабочее колесо вдоль его оси вращения (см. рисунок 102).

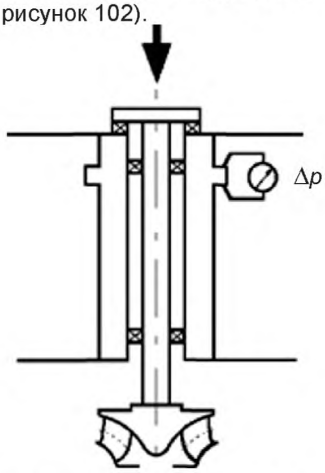


Рисунок 102 – Типовое испытательное расположение для измерения осевого усилия



Рисунок 103 – Типичное расположение калибровки для измерения осевого усилия

Другое типичное расположение использует отклонение соединяющихся частей между упорным подшипником и корпусом, которые могут быть измерены посредством датчиков напряжения или индуктивного измерителя расстояния. Осевое усилие также может быть определено измерительным прибором для всех шести компонентов силы и моментов (см. рисунок 105 d). В зависимости от используемого расположения необходимо учитывать воздействие следующих усилий:

- гидростатические силы, направленные на вал;
- вязкость масла,
- силу тяжести и др.

4.5.2.2.2 Непрямое определение

Осевое усилие может быть определено достаточным числом измерений давления вдоль внешнего контура рабочего колеса с рассмотрением расчетного компонента усилия из-за изменения импульса потока. Соответствующие места для отбора давления показаны на рисунок 104. Все те давления должны быть отнесены к контрольному давлению, взятому, например, в контрольном сечении машины (см. рисунок 1).

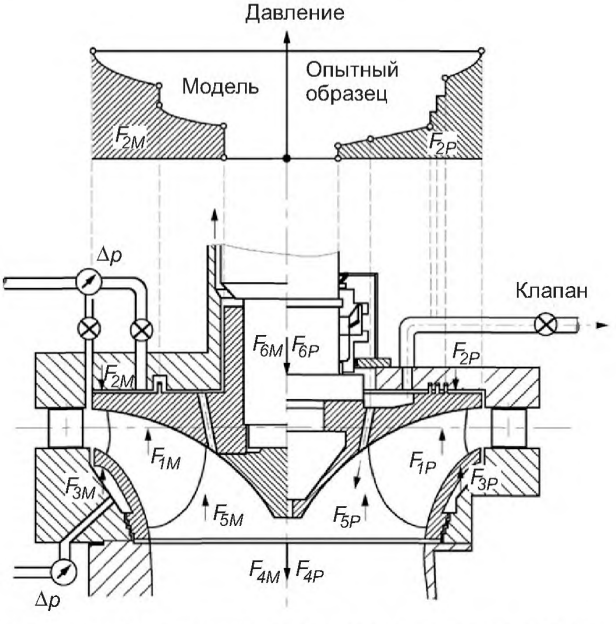


Рисунок 104 – Отдельные элементы осевого усилия, действующего на радиальную машину

4.5.2.3 Калибровка

Для калибровки применена сила в осевом направлении к модели вала рабочего колеса. Величина силы определяется:

- эталонными массами;
- массами вместе со взвешивающими механизмами;
- гидравлическим домкратом вместе с взвешивающими механизмами (см. рисунок 103) др.

Контрольные силы, применимые к валу, связаны с сигналом осевого усилия инструмента измерения для установления кривой калибровки.

4.5.2.4 Проверки в течение и после измерений

Прежде и после каждой серии испытаний, измеряемый сигнал должен быть зарегистрирован и проверен при контрольном условии (например, в бездействии). Рекомендуется проверить измерения осевого усилия, изменяющие вращательную скорость в одной операционной точке. Эта проверка указывает действительны ли калибровка, компенсация и оценка.

4.5.2.5 Приведение к опытному образцу натурной машины

Осевое усилие $F_{a,M}$, измеренное на модели, не всегда поддается прямой трансформации на условия опытного образца натурной машины. Для правильного транспонирования необходимо отдельно учитывать индивидуальные составляющие суммарного осевого усилия, действующего на модель и прототип.

Рисунок 104 и таблица 9 показывают элементы осевой силы осевого усилия на примере радиальной машины с вертикальным валом. Процедура, как обрисовано, может быть отнесена к осевым машинам, опуская элементы осевой силы на ободе и ступице рабочего колеса. Данные испытаний должны быть исправлены для составления всех различий между моделью и опытным образцом натурной машины относительно рабочего колеса (геометрия уплотнения, равновесие отверстий, равновесие труб). Даже завершенное геометрическое подобие между моделью и опытным образцом натурной машины автоматически не обеспечивает подобие потока в этих областях. Модельное осевое усилие составлено из следующих элементов:

$$F_{aM} = F_{1M} + F_{2M} + F_{3M} + F_{4M} + F_{5M} + F_{6M}.$$

Отсюда $F_{1M} = F_{aM} - (F_{2M} + F_{3M} + F_{4M} + F_{5M} + F_{6M})$.

Следующие безразмерные коэффициенты осевых усилий:

$F_{1ED} = \dfrac{F_1}{D^2 \cdot \rho \cdot E}$ – фактор осевого усилия и

$F_{1nD} = \dfrac{F_1}{D^4 \cdot n^2 \cdot \rho}$ – коэффициент осевого усилия, позволяют вычислить осевую силу опытного образца натурной машины, используя следующие уравнения

$$F_{1P} = F_{1M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{1ED} \cdot {D_P}^2 \cdot \rho_P \cdot E_P;$$

$$F_{1P} = F_{1M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^4 \cdot \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{1nD} \cdot {D_P}^2 \cdot {n_P}^2 \cdot \rho_P \cdot E_P.$$

Следовательно, для осевого усилия в прототипе

$$F_{aP} = F_{1P} + F_{2P} + F_{3P} + F_{4P} + F_{5P} + F_{6P}.$$

Осевая сила опытного образца натурной машины может быть определена также объединенным подходом измерения и вычисления. В этом случае компьютерная программа, используемая для вычисления осевого силы опытного образца натурной машины, калибрована посредством вычисления осевой силы модели и последующего сравнения с результатами модельных испытаний. Та же самая программа может также использоваться для вычисления осевой силы опытного образца натурной машины в случае увеличенного давления ступицы из-за изнашивания уплотнения рабочего колеса.

Таблица 9 – Индивидуальные элементы силы гидравлического усилия и их обработка

Элементы силы	Модель	Прототип
Гидродинамическая F_1 [1)]	Определяемый вычитанием F_2 к F_6 из F_{aM}	Преобразованный при помощи F_{1ED} или F_{1nD}
Ступицы F_2	Вычисленный из распределения параболического давления. Желательно измерение статического давления. Не существует для машин осевого типа	Вычисленный из распределения параболического давления. Не существует для машин осевого типа

Окончание таблицы 9

Элементы силы	Модель	Прототип
Обода F_3	Вычисленный из распределения параболического давления. Не существует для машин осевого типа	Вычисленный из распределения параболического давления. Не существует для машин осевого типа
Веса рабочего колеса/импеллера F_4	Определенный, в результате взвешивания или рассмотренный в процедуре калибровки; в случае наклоненной оси, только осевой компонент нужно рассмотреть	Определен вычислением
Плавучести рабочего колеса/импеллера F_5	Определение из объема рабочего колеса $F_5=V\cdot c_w g$ или рассмотренный в процедуре калибровки. В случае наклоненной оси, только осевой компонент нужно рассмотреть	Определен вычислением $F_5=V\cdot c_w g$
Сила гидростатического вала F_6	Давление, действующее на местах, подверженных воздействию атмосферы	Давление, действующее на местах, подверженных воздействию атмосферы
[1)] Результаты F_1 из осевых гидродинамических сил, действующих на проход потока рабочего колеса.		

4.5.2.6 Погрешность измерений

Погрешность в определении осевой силы опытного образца натурной машины следует из погрешности в измерении модели и из приближений в перемещении от модели к опытному образцу натурной машины.

С хорошими измерительными условиями можно определить средние значения модели осевой гидравлической силы с погрешностью менее чем ± (5 – 10) % экстремальных значений, случающихся во время условий нормального функционирования. Погрешность в передаче получена значениями опытного образца натурной машины приблизительно ± (10 – 20) % максимальных средних значений.

4.5.3 Радиальное усилие

4.5.3.1 Программа испытаний

Величина и направление радиального усилия (силы и моменты) необходимы для определения усилий и отклонения вала, подшипников и смежной структуры. Измерения должны охватить все главные операционные диапазоны с особым вниманием к тем действующим точкам, где происходят экстремальные радиальные усилия (средний и/или колеблющийся).

Типичные примеры эксплуатационных режимов, где чрезвычайные радиальные силы могут произойти:

- условие разгона;
- нулевой расход для насоса;
- операционные точки, связанные с переходными условиями;
- кавитационные условия.

4.5.3.2 Расположение измерений

Радиальное усилие может быть определено в результате измерений:

- реактивных сил на одном или двух подшипниках вала;
- усилий, удерживающих корпус подшипника;
- изгиба вала;
- мультинаправленного напряжения в специальном измеряемом сечении вала, близком к рабочему колесу.

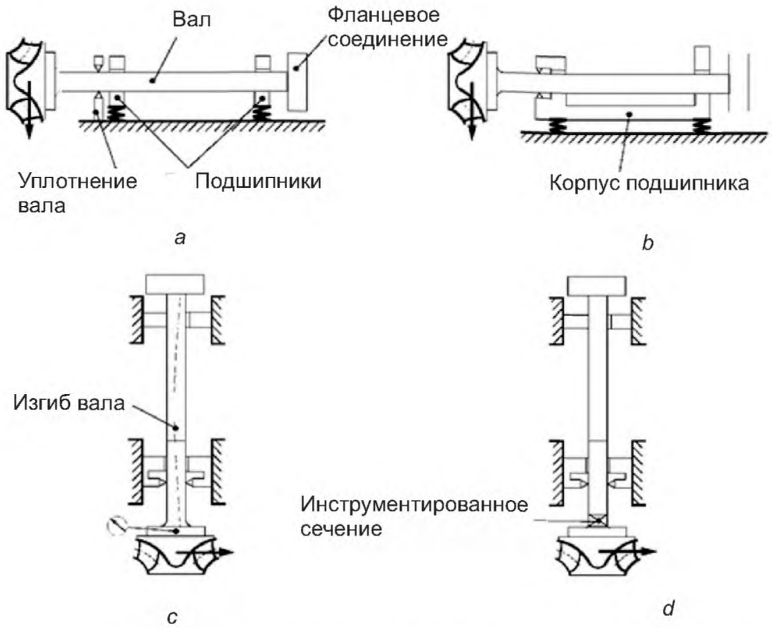


Рисунок 105 – Типичное расположение для измерения радиального усилия (горизонтальный или вертикальный вал)

Расположение d рисунка 105 разрешает измерение всех шести компонентов сил и моментов (F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z) и во вращении, и в постоянной системе. Сигналы тензометрических мостов переданы от вала до постоянной части посредством промаха кольца или устройство телеметрии. Угол вращения непрерывно измеряется, и сигналы преобразованы к постоянным координатам.

В зависимости от используемого расположения измерения радиального усилия могут быть затронуты негидравлическими силами, как показано в таблице 10. Измерение радиального усилия может быть значительным под влиянием гидродинамического эффекта подшипника радиального уплотнения. Это влияние может быть уменьшено при помощи увеличенных зазоров уплотнения в модели для радиального измерения усилия.

Таблица 10 – Негидравлические силы, влияющие на измерение радиального усилия

Происхождение негидравлических сил	Расположение измерений			
	a	b	c	d
Вал (собственная частота)	x	x	x	x
Соединение (инерция)	x	x	x	
Корпус подшипника (инерция)		x		
Уплотнения вала (реакция)	x		x	

4.5.3.3 Калибровка

Основная калибровка обычно делается, применяя силы и моменты на вал, используя известное плечо рычага и эталонные массы. Действующие силы и моменты связаны с показаниями соответствующих инструментов. Если используется давление масла для определения силы подшипника, температура масла должна быть зарегистрирована и приняты во внимание влияние вязкости (если таковые имеются) для оценки. Если измерение сделано в системе вращения (расположение d), калибровка будет выполнена во вращающемся условии. Так как только гидродинамическое радиальное усилие должно быть определено, следующие эффекты должны быть приняты во внимание калибровкой:

- вес рабочего колеса;
- плавучесть;
- отсутствие равновесия вращающихся деталей.

Вес и плавучесть рабочего колеса релевантны только, если модель и/или прототип не имеет вертикальный вал. Вес принят во внимание, измеряя радиальное усилие при медленном вращении в воздухе. Вес и плавучесть приняты во внимание, измеряя при медленном вращении в воде. Центробежная сила из-за отсутствия равновесия вращающихся деталей принята во внимание измерением радиальной силы при быстром вращении в воздухе.

4.5.3.4 Контроль до и во время измерении

Прежде и после каждой серии испытаний, измеряемый сигнал должен быть зарегистрирован и проверен при контрольном условии (например, в бездействии). Рекомендуется проверить измерения радиального усилия, изменяющие вращательную скорость в одной рабочей точке. Эта проверка указывает, действительна ли калибровка, компенсация и оценка. Испытания изменения скорости могут также показать существенные отклонения для определенной скорости вращения, которая указывает на определенный для модели эффект резонанса.

4.5.3.5 Перемещение к опытному образцу натурной машины

Радиальная сила, измеренная в модели, может быть перемещена к опытному образцу натурной машины при условии, что все влияющие эффекты устранены, и только гидродинамические силы рассматриваются.

Следующие безразмерные радиальные силы и факторы/коэффициенты момента:

$F_{rED} = \dfrac{F_r}{D^2 \cdot \rho \cdot E}$ – фактор радиальной силы;

$M_{rED} = \dfrac{M_r}{D^3 \cdot \rho \cdot E}$ – фактор радиального момента;

$F_{rnD} = \dfrac{F_r}{D^4 \cdot n^2 \cdot \rho}$ – коэффициент радиальной силы;

$M_{rnD} = \dfrac{M_r}{D^5 \cdot n^2 \cdot \rho}$ – коэффициент радиального момента позволяют вычислить радиальную силу опытного образца натурной машины и момент при помощи следующих уравнений

$$F_{rP} = F_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} \cdot \frac{E_P}{E_M} = F_{rED} \cdot D_P^2 \cdot \rho_P \cdot E_P ;$$

$$F_{rP} = F_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^4 \cdot \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{rnD} \cdot D_P^4 \cdot n_P^2 \cdot \rho_P ;$$

$$M_{rP} = M_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} \cdot \frac{E_P}{E_M} = M_{rED} \cdot D_P^3 \cdot \rho_P \cdot E_P ;$$

$$M_{rP} = M_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \cdot \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = M_{rnD} \cdot D_P^5 \cdot n_P^2 \cdot \rho_P .$$

Перемещение радиальных сил от модели до опытного образца натурной машины требует определения осевого положения плоскости, к которому отнесено радиальное усилие. Предпочтительно, чтобы это была соответствующая плоскость к определенному контрольному уровню (см. рисунок 5).

Перемещение от модели до опытного образца натурной машины должно также принять во внимание негомологичные механические компоненты и условия (4.1.4).

4.5.3.6 Погрешность

Погрешность в радиальной силе опытного образца натурной машины зависит от погрешности измерения модели и приближения в перемещении от модели до опытного образца натурной машины. Даже с хорошими условиями измерения невозможно определить средние значения радиальной силы модели с погрешностью менее чем ± (5 – 10) % максимального среднего значения. Соответствующие средние значения радиальных сил опытного образца натурной машины не могут быть определены с погрешностью менее чем ± (10 – 20) % максимального среднего значения. Погрешности в колебаниях могут быть еще выше.

4.6 Гидравлические нагрузки на испытываемые компоненты

4.6.1 Общее

4.6.1.1 Тип элементов управления

Чтобы управлять мощностью или расходом, большинство типов гидравлических реактивных машин оборудовано НА и/или приспосабливаемыми лопастями рабочего колеса. Элементами управления активных турбин (например, ковшовых турбин Пелтона) являются носик (и) с иглой (ами) и отсекателем (ями). Иногда затворы или клапаны могут использоваться в качестве компонентов управления, но они не рассматривают дальше.

4.6.1.2 Цель измерения нагрузки

Цель таких испытаний состоит в том, чтобы проверить или определить посредством модельных измерений гидравлические нагрузки, то есть силы и вращающие моменты, действующие на элементы управления турбины. Моделью всегда управляют в устойчивых состояниях эксплуатационных режимов (4.1.1). Такие модельные результаты (абсолютные или безразмерные значения) могут быть использованы для:

a) проверки экстремальных гидравлических нагрузок, которые важны для разработки опытного образца натурной машины (средние значения и колеблющиеся компоненты);

b) установки, при которой эксплуатационные режимы колеблющейся величины гидравлических нагрузок становятся важны и которые являются соответствующими частотами возбуждения;

c) проверки, при которых эксплуатационные режимы гидравлического вращающего момента имеют тенденцию к открытию или закрытию;

d) производства входных данных для вычисления нагрузки опытного образца натурной машины во время переходных эксплуатационных режимов;

e) определения вращающихся моментов, действующих на выравненные и разрегулированные НА, как требуется для разработки и регулирования НА и защитных устройств НА.

4.6.1.3 Разработка компонентов контроля для измерений гидравлических нагрузок

Модельные компоненты, подготовленные к измерениям гидравлических нагрузок, часто имеют специальную разработку. Если используются датчики напряжений, деформация инструментованного компонента под гидравлической нагрузкой должна быть таковой, чтобы было достаточно для производства напряжения. Это может быть достигнуто соответствующей разработкой, однако надо проверить воздействие на механическую безопасность и собственную частоту измерения компонента. Также важно проверить сколько модельных измерений будет затронуто силами трения или вращающими моментами. Если эффекты трения значительны, их эффекты будут устранены из результатов заключительных модельных испытаний, потому что их относительное значение отличается от опытного образца натурной машины.

Как следствие разработки может возникнуть необходимость выполнить такие испытания при уменьшенном испытании удельной гидравлической энергии для избегания недопустимых гидравлических нагрузок или условий резонанса. Поэтому, важно определить собственную частоту в воде такого измерения компонентов. Иногда предпочтительно подготовить дополнительные измерительные компоненты, которые устанавливаются только для гидравлических испытаний нагрузки так, чтобы главные гидравлические эксплуатационные испытания могли быть сделаны без ограничений и без риска повреждения измерительных компонентов.

4.6.1.4 Обработка сигнала

Измерительный сигнал от калибровки и/или измерения может быть зарегистрирован вручную или автоматически. Однако для обширных измерений со многими контрольными точками или многими измерительными компонентами, рекомендуется автоматическое получение и накопление данных. Это также облегчает обработку данных и показ результатов испытаний таким же образом, как колебаний давления (4.3.6).

4.6.2 Вращающий момент на лопатках НА

4.6.2.1 Число и положение измеряемых лопаток НА

Опыт многих испытаний демонстрируют, что из-за гидравлического и/или структурного дизайна, условия притока и оттока для распределителя реактивных машин могут измениться вдоль окружности спиральной камеры или статора прямоточной турбины. Поэтому вращающий момент должен быть измерен на нескольких лопатках НА, расположенного в представленных периферических положениях для:

a) спиральной камеры: два в зоне под влиянием зуба спирали и один напротив него;

b) полуспиральной камеры: могут требоваться больше, чем три измеряемых НА;

c) прямоточной турбины: два в зоне под влиянием опоры капсулы или валом и один в перпендикулярном направлении.

Когда данные подобных испытаний уже показывают периферическое влияние, можно согласовать, что используются только один или два измеряемых НА. Когда число статорных колонн и лопаток НА будет отличаться, вращающий момент должен быть измерена двух смежных лопатках НА до достижения таких расположений, которые показывают несущественные различия между двумя смежными лопатками НА.

Если воздействие разрегулированных лопаток НА на соседние лопатки НА, то вращающий момент НА должен быть установлен, необходимо измерить вращающий момент на трех смежных лопатках НА, в соответствии с чем один в середине разрегулирован.

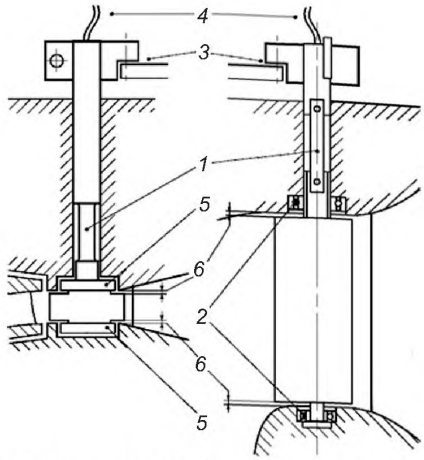
4.6.2.2 Число испытательных точек

Эксплуатационные режимы и число испытательных точек сильно зависят от типа машины и цели испытаний. При эксплуатации турбины главный управляющий параметр – это фактор расхода или открытие НА. Влияние фактора скорости маленькое и фактически незначительно для высоких определенных скоростей турбин. Часто достаточно измерить вращающий момент НА только в пределах операционного диапазона, определенного указанными значениями E_{nDmax} и E_{nDmin} (см. рисунок 107). Для более высокой заданной скорости радиально-осевой турбины Френсиса и для осевых турбин достаточно измерить вращающий момент НА только при одной постоянной заданной величине E_{nD} в пределах действия диапазона. В этом случае оценка должна быть сделана при помощи коэффициента крутящего момента НА $T_{G,QD}$, определенного в 4.6.2.6. Число испытательных точек должно быть увеличено, если необходимо исследовать расширенный операционный диапазон. Переходный анализ требует достаточного числа испытательных точек. Если вращающие моменты НА измерены с разрегулированными лопатками НА, важно оговорить возможные геометрические конфигурации и гидравлические эксплуатационные условия так, чтобы измерительные программы не становилось слишком обширными.

4.6.2.3 Расположение измерения

В большинстве случаев гидравлический вращающий момент, действующий на лопатку НА, определен измерением деформацией скручивания цапфы лопатки, используя тензодатчик. Верхний конец измерительной цапфы установлен в приспосабливающемся механизме НА. Возможно использовать нормальную цапфу НА, часто с уменьшенным диаметром, или заменить нормальную цапфу специальной измерительной цапфой, иногда различного материала с подходящим упругим модулем и гистерезисом груза. Рисунок 106 иллюстрирует два типичных примера разработки.

Чтобы избежать эффекта нарушения трением из-за ответвления и/или осевых гидравлических сил, особое внимание должно быть обращено разработке опоры измерительной цапфы (например, могут быть применены шарикоподшипники), и зазорам по торцам лопаток НА, которые могут быть увеличены для измерения вращающего момента. Разработка дисков НА (при наличии) должна быть такой, чтобы во время измерения не было бы никакого тревожащего осевого усилия. Если измеряемое сечение не расположено в сухом воздухе, важно использовать хорошую поверхностную защиту против влажности. Электрическое сопротивление изоляции должно периодически проверяться.



1 – измерительный мост с тензорезисторами; *2* – шарикоподшипник; *3* – механизм регулирования НА; *4* – соединительный кабель для передачи сигнала; *5* – диск НА; *6* – зазор измеряющих НА

Рисунок 106 – Примеры разработки для измерения вращающего момента НА

4.6.2.4 Калибровка

Для калибровки статические нагрузки обычно применяются на измеряемых лопатках НА в направлении открытия и закрытия посредством известного плеча рычага и эталонных масс. Калибровка может быть сделана с НА, установленным в модели турбины или в специальном устройстве калибровки.

Стабильность операционных точек без нагрузки и гистерезиса из-за загрузки и разгрузки должна быть проверена, так же как дрейф измеряемого сигнала под постоянной нагрузкой. Результат калибровки − обычно усредненная кривая калибровки с выходным сигналом в сравнении с калибровкой вращающего момента.

4.6.2.5 Проверки до и во время измерения

Рекомендуется, чтобы после установки НА в модели была сделана проверка загрузки (особенно, когда НА был калиброван в отдельном устройстве калибровки), чтобы подтвердить правильную механическую установку (отсутствие трения) и проверить обработку измеряемого сигнала и знака для тенденции открытия и закрытия. Предварительные испытания, включая изменение вращательной скорости, должны продемонстрировать, что фильтрование шума измеряемого сигнала не затрагивает сам сигнал и что не допускаются условия резонанса. До и после каждой серии испытаний, измеряемый сигнал при нулевой нагрузке должен быть зарегистрирован и проверен.

В режиме насоса необходимо идентифицировать мимолетную частоту лопасти рабочего колеса, как доминирование над частотой возбуждения. Это может также иметь место для насос-турбин в турбинном режиме.

4.6.2.6 Вычисление безразмерных коэффициентов крутящего момента и крутящих моментов НА опытного образца натурной машины

Для каждой рабочей точки определяют среднее значение T_G, которое может быть использовано для исчисления безразмерного коэффициента крутящего момента НА $T_{G,ED}$ или $T_{G,QD}$.

Определение коэффициентов крутящего момента направляющих лопаток

$$T_{G,ED} = \frac{T_G}{\rho \cdot D^3 \cdot E}$$

или

$$T_{G,QD} = \frac{T_G \cdot D}{\rho \cdot Q^2}.$$

Основанный на гидравлических условиях подобия, вращающий момент НА опытного образца натурной машины может быть вычислен с использованием одного из факторов вращающего момента или абсолютных значений модели

$$T_{G,P} = T_{G,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{G,ED} \cdot {D_P}^3 \cdot E_P \cdot \rho_P$$

или

$$T_{G,P} = T_{G,M} \cdot \left(\frac{Q_P}{Q_M}\right)^2 \cdot \frac{D_M}{D_P} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{G,QD} \cdot {Q_P}^5 \cdot \frac{1}{D_P} \cdot \rho_P .$$

Получающийся гидравлический вращающий момент опытного образца натурной машины НА не включает трение в подшипнике НА, уплотнениях и механизме регулирования. Обычно вращающий момент трения подшипника довольно маленький из-за колебаний НА, тогда как трение в механизме регулирования, связывающего НА и сервомотор (ы), более важно.

Общее число моментов трения опытного образца натурной машины должно быть определено вычислением или опытным измерением на месте.

4.6.2.7 Графическое представление результатов

Для нормального функционирования в режиме турбины или режиме насоса вращающий момент НА или соответствующий фактор обычно представляется в сравнении с углом НА при определенных гидравлических условиях (например, в отобранном $E_{P,sp}$). Кроме того, в режиме насоса соответствующее значение вращающего момента НА или соответствующего фактора обычно соответствует огибающей линии E_{nD} в сравнении с Q_{nD}.

Вращающие моменты НА, происходящие в одном или более секторах (4.7.2), обычно измеряются при нескольких постоянных углах НА и представлены в зависимости от фактора скорости n_{ED} или фактор расхода Q_{ED}.

Примеры результатов испытаний представлены на рисунках 107–109.

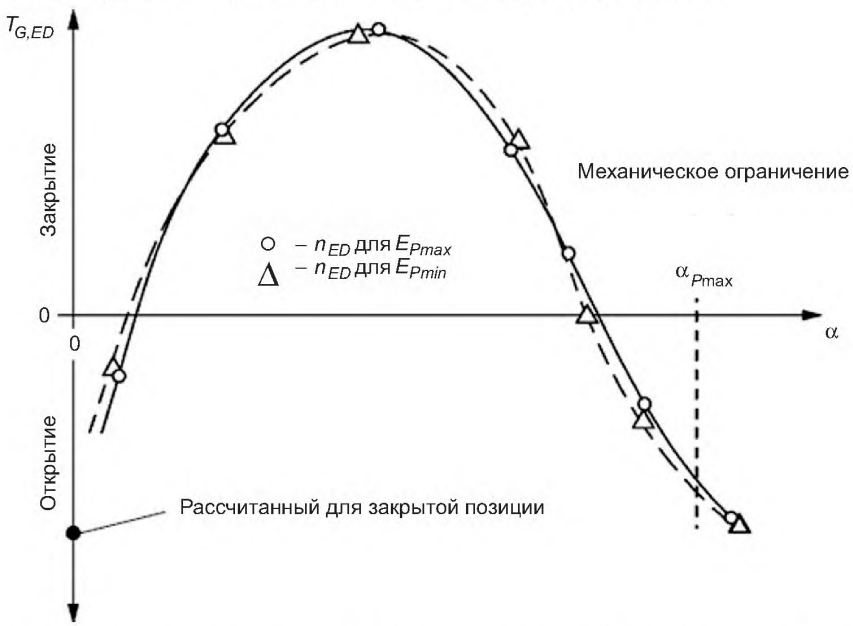


Рисунок 107 – Фактор вращающего момента НА в сравнении с углом НА, измеренным при различных постоянных удельных гидравлических энергиях в режиме турбины

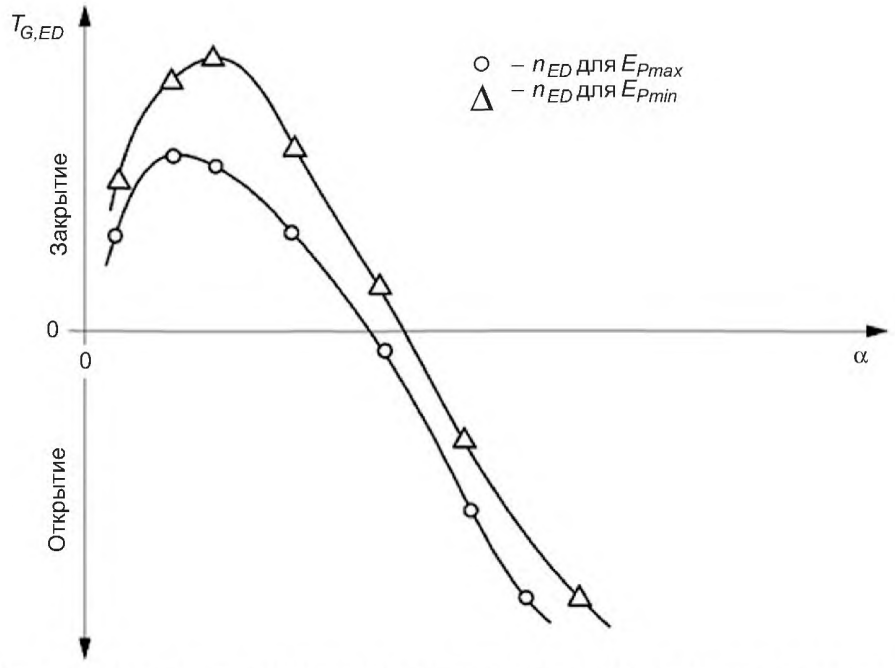


Рисунок 108 – Фактор вращающего момента НА в сравнении с углом НА, измеренного при различных постоянных удельных гидравлических энергиях в режиме насоса

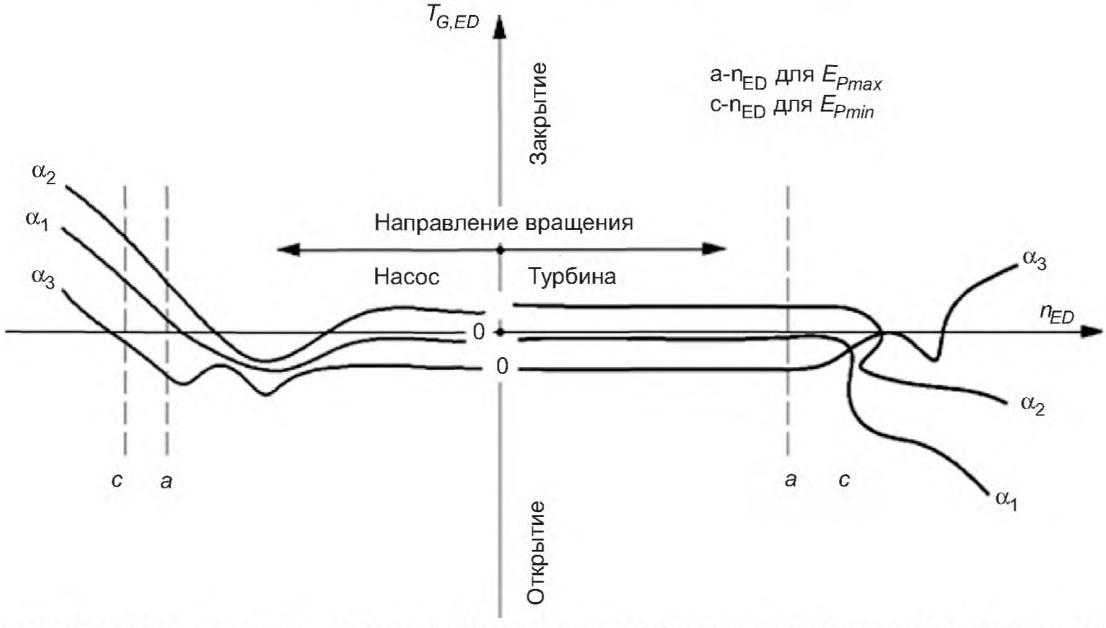


Рисунок 109 – Фактор вращающего момента НА в сравнении с фактором скорости, измеренным при различных постоянных углах НА в четырех секторах насос-турбины

4.6.2.8 Сравнение колебания крутящего момента НА на модели и прототипе

В большинстве случаев колебания вращающего момента НА, измеренные на модели, не должны быть непосредственно масштабированы к условиям опытного образца натурной машины, без исправления из-за следующих аспектов:

- не выполнены законы о гидроупругом подобии;
- эффекты демпфирование из-за добавленной воды и подшипников, имеющих различную разработку;
- отличаются отношения частот возбуждения и собственные частоты.

4.6.2.9 Погрешность

На погрешность модельных результатов вращающего момента НА влияют следующие факторы:

- гистерезис кривой калибровки инструментованного НА;
- воспроизводимость и дрейф нулевой точки вращающего момента;
- влияние любых эффектов трения.

При хороших условиях измерений можно определить среднее значение модельного гидравлического вращающего момента с погрешностью приблизительно ± 5 % максимальной средней величины. Погрешность в соответствующих сделанных значениях опытного образца натурной машины приблизительно ± (5 – 10) % максимального среднего значения опытного образца натурной машины.

Амплитуды колебаний вращающего момента модели НА при нормальном функционировании могут быть определены с погрешностью менее чем ±10 %, тогда как прогнозируемые значения опытного образца натурной машины могут иметь погрешность до ±(50 – 100) %. Нулевые углы вращающего момента НА, если таковые имеются, могут быть определены с погрешностью менее чем ±1° на модели и может быть прогнозируемы для опытного образца натурной машины с погрешностью приблизительно ±2°. Это нулевой угол вращающего момента может измениться вдоль окружности в зависимости от изменения условий притока и/или оттока.

4.6.3 Крутящий момент лопасти рабочего колеса

4.6.3.1 Число лопастей, оснащенных контрольно-измерительными приборами

В случае диагональных и осевых типов машин с регулируемыми лопастями рабочего колеса, вращающий момент лопасти обычно измеряется на одной лопасти.

4.6.3.2 Число испытательных точек

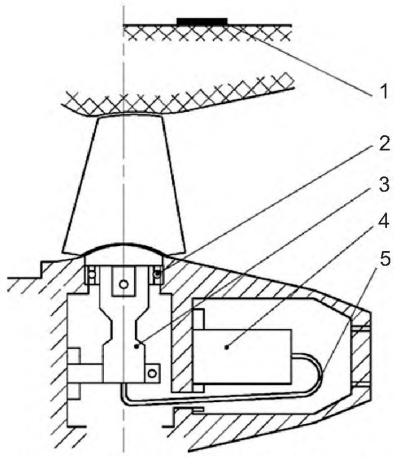
Число испытательных точек зависит от цели испытания. Для машины двойного регулирования вращающий момент лопасти рабочего колеса зависит от угла наклона лопасти рабочего колеса, угла НА и от действующих точек. Во время нормального функционирования лопасть рабочего колеса и углы НА находятся в положении «вкл.» кулачка концевика. В переходных условиях происходят многочисленные положения «выкл.» кулачка концевика. Поэтому необходимо измерить достаточно испытательных точек для проверки значений вращающего момента лопасти рабочего колеса, происходящих в положении «выкл.» кулачка концевика.

4.6.3.3. Процедура испытаний

В большинстве случаев такие испытания выполнены при высоких значениях числа Тома, то есть $\sigma > \sigma_{pl}$. Однако при больших значениях расхода кавитация на лопасти рабочего колеса может затронуть получающийся вращающий момент лопасти. Поэтому в некоторых отобранных операционных точках, воздействие переменной σ на вращающем моменте лопасти рабочего колеса может также быть проверено. На большинстве моделей угол наклона лопасти рабочего колеса регулируется вручную в остановленном состоянии. Это значит, что испытания вращающего момента лопасти рабочего колеса проводят при выбранных постоянных углах разворота лопастей рабочего колеса тогда, как гидравлические параметры, например, скорость n_{ED}, и угол разворота НА изменяются непрерывно во всем диапазоне допустимых значений.

4.6.3.4 Измерение расположения

Обычно гидравлический вращающий момент, действующий на рабочее колесо или лопасть рабочего колеса, определяется измерением деформации скручивания цапфы лопасти с помощью тензодатчиков. Конец цапфы установлен внутри корпуса. Возможно использовать нормальную цапфу, часто с уменьшенным диаметром, или заменять нормальную цапфу специальной измерительной цапфой, иногда различного материала с подходящим упругим модулем и гистерезисом нагрузки. Рисунок 110 иллюстрирует пример разработки, используя телеметрию. Чтобы избежать эффекта нарушения трением, измеряемая цапфа может быть поддержана шарикоподшипником, и корпус лопасти и наконечник зазора могут быть несколько увеличены.



1 – антенна приемника; *2* – шарикоподшипник; *3* – крепление (цапфа) тензоизмерительного моста; *4* – устройство передатчика; *5* – соединение кабеля для передачи сигнала

Рисунок 110 – Пример расположения измерения для крутящего момента на лопастях рабочего колеса с использованием принципа телеметрии

Расположение должно быть таким, что только измеряется относящееся к скручиванию напряжение. Если измеряемое сечение не расположено на сухом воздухе, необходимо применить хорошую поверхностную защиту против влажности. Электрическое сопротивление изоляции должно периодически проверяться. Измеряемый сигнал из корпуса передается или через контактные кольца на валу, или телеметрией к устройству записи вне модели.

4.6.3.5 Калибровка

Для калибровки статическая нагрузка обычно применяются на измеряемые лопасти рабочего колеса в направлении открытия и закрытия посредством известного плеча рычага и эталонных масс. Калибровка может быть сделана с инструментованной лопастью, установленной в корпусе или устанавливая инструментованную лопасть в специальное устройство калибровки.

Стабильность нулевой точки вращающего момента и гистерезис из-за загрузки и разгрузки должны быть проверены, так же как дрейф измеряемого сигнала при постоянной нагрузке. Результат калибровки обычно − усредненная кривая калибровки с выходным сигналом по сравнению с калибровкой вращающего момента.

4.6.3.6 Контроль до и в процессе измерений

Рекомендуется после установки оснащенной контрольно-измерительным инструментом лопасти рабочего колеса на модели проверить нагрузку в установившемся режиме (особенно если калибровка лопасти была произведена на специальном калибровочном устройстве), в целях гарантии правильной установки (отсутствие трения) и проверки обработки измерительных сигналов и сигналов на открытие и закрытие.

Предварительные испытания, включая изменение скорости вращения, должны демонстрировать, что фильтрование шума измерительных сигналов не искажают сами эти сигналы и при этом отсутствует развития резонанса. До и после каждой серии испытаний необходимо записать и проверить измеренные сигналы при нулевой нагрузке.

4.6.3.7 Влияние центробежности

Измеренный вращающий момент – результат гидравлического распределения давления вокруг лопасти и импульса из-за получающейся центробежной силы, которая обычно не действует в направлении центральной линии цапфы лопасти. Когда используются различные материалы лопасти для модели и для опытного образца натурной машины, необходимо отделить оба компонента вращающего момента. Рекомендуется определить вращающий момент лопасти из-за центробежных эффектов отдельно, посредством испытания рабочего колеса, вращением в воздухе с различными вращательными скоростями и углами наклона лопастей или соответствующим вычислением. Следовательно, для каждого операционной точки гидродинамический вращающий момент лопасти T_{Bh} – разность между измеренным вращающим моментом T_{Btot} и вращающим моментом из-за центробежных эффектов T_{Bc}: $T_{Bh} = T_{Btot} - T_{Bc}$.

4.6.3.8 Вычисление безразмерных факторов вращающего момента и гидродинамического вращающего момента лопасти опытного образца натурной машины рабочего колеса

Для каждого операционной точки средняя величина T_{Bh} определена, как разница между измеренным вращающим моментом T_{Btot} и вращающим моментом из-за центробежных эффектов T_{Bc}. T_{Bh} может быть использован для вычисления безразмерного фактора вращающего момента $T_{Bh,ED}$.

Определение факторов/коэффициентов вращающего момента лопасти.

Гидравлический фактор вращающего момента лопасти

$$T_{Bh,ED} = \frac{T_{Bh}}{\rho \cdot D^3 \cdot E}.$$

Коэффициент вращающего момента лопасти рабочего колеса из-за центробежных эффектов

$$T_{Bc,nD} = \frac{T_{Bc}}{\rho_B \cdot n^2 \cdot D^5},$$

где ρ_B – плотность материала лопасти.

Основанный на условиях гидравлического подобия, вращающий момент лопасти рабочего колеса опытного образца натурной машины может быть вычислен или используя факторы/коэффициенты вращающего момента или абсолютные значения модели. Вращающий момент лопасти рабочего колеса гидравлического опытного образца натурной машины

$$T_{Bh,P} = T_{Bh,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{Bh,ED} \cdot {D_P}^3 \cdot E_P \cdot \rho_P .$$

Вращающий момент лопасти рабочего колеса опытного образца натурной машины из-за центробежных эффектов

$$T_{Bc,P} = T_{Bc,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \cdot \frac{n_P^2}{n_M^2} \cdot \frac{\rho_{BP}}{\rho_{BM}} = T_{Bc,nD} \cdot {D_P}^5 \cdot n_P^2 \cdot \rho_{BP} .$$

Полный вращающий момент лопасти рабочего колеса опытного образца натурной машины $T_{Btot,P}=T_{Bh,P}+T_{Bc,P}$.

Нужно отметить, что гидравлический вращающий момент лопасти рабочего колеса опытного образца натурной машины не включает трение в подшипниках лопасти рабочего колеса и уплотнениях, ни в механизме регулирования. Обычно вращающий момент трения подшипников довольно маленький из-за колебаний лопастей рабочего колеса, тогда как трение в механизме регулирования, связывающего лопасть рабочего колеса и сервомотор(ы), более важное. Общее число вращающих моментов трения опытного образца натурной машины должно быть определено вычислением или опытом измерения на месте.

4.6.3.9 Графическое представление результатов

Для нормального действия режима турбины вращающий момент лопасти рабочего колеса или соответствующий фактор обычно представляются для каждого угла наклона лопасти рабочего колеса в зависимости от фактора скорости n_{ED} или фактора расхода QED для различных постоянных открытий НА. Пример результатов испытаний представлен на рисунке 111.

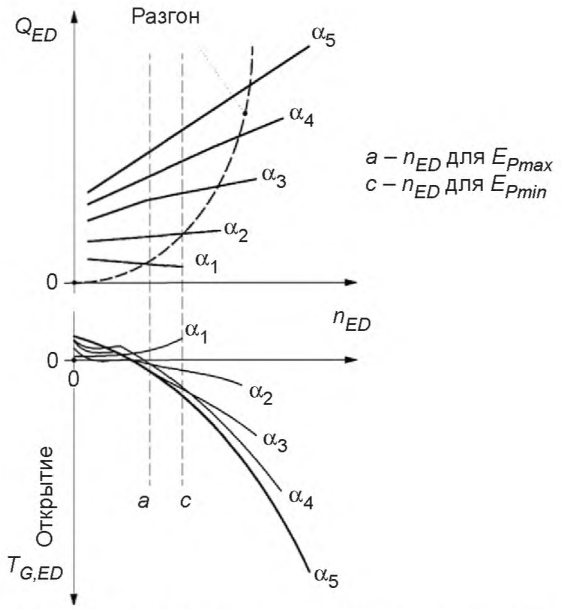


Рисунок 111 – Характеристика и особенности гидравлического вращающего момента лопасти рабочего колеса осевой турбины, измеренного при одном постоянном угле наклона лопасти рабочего колеса β и различных постоянных углах лопасти НА α

4.6.3.10 Сравнение крутящего момента пульсаций лопасти рабочего колеса на модели и прототипе

В большинстве случаев крутящий момент пульсаций лопасти рабочего колеса на модели не может быть непосредственно пересчитан на условия опытного образца натурной машины без поправок на:

- невыполнение правил гидроэластического подобия;
- различие эффектов затухания за счет добавленной массы воды и разработки подшипников;
- разного соотношения частот возбуждения и собственных частот.

4.6.3.11 Погрешность

Погрешность в результатах вращающего момента лопасти рабочего колеса модели возникает под влиянием следующих факторов:

- гистерезиса кривой калибровки инструментованной лопасти рабочего колеса;
- воспроизводимости и дрейфа нулевой точки вращающего момента;
- влияния любых эффектов трения;
- влияния кавитации.

При хороших условиях измерений можно определить средние значения гидравлического вращающего момента модели с погрешностью менее ± 5 % максимального среднего значения опытного образца натурной машины. Погрешность в соответствующих значениях опытного образца натурной машины – ± (5 – 10) % максимального среднего значения опытного образца натурной машины.

Амплитуды колебаний вращающего момента лопасти рабочего колеса на модели в нормальном функционировании могут быть определены с погрешностью менее ±10 %, тогда как прогнозируемые значения опытного образца натурной машины могут иметь погрешность до ±(50 – 100) %.

4.6.4 Сопловые усилия ковшовой турбины и крутящий момент отсекателя

В большинстве случаев нет необходимости замерять сопловые усилия ковшевой турбины и крутящий момент отсекателя, поскольку достаточно модельных данных из результатов испытания или данных, которые можно получить расчетным путем.

4.6.4.1 Число замеров на соплах и на отсекателях

Для многоструйных ковшевых турбин достаточно замерить гидравлическую нагрузку только на одном сопле и / или одном отсекателе, исходя из того, что разница между потоками между разными сопловыми насадками незначительна для этих измерений.

4.6.4.2 Процедура испытаний

Сопловые усилия и крутящие моменты отсекателя зависят от их положения и расхода. Существует также удар потока воды в корпусе вращающего момента отсекателя. Коэффициент скорости рабочего колеса не влияет на сопловые усилия, оказывая определенное влияние на крутящий момент отсекателя. Сопловые усилия и крутящий момент отсекателя могут быть определены серией испытаний с систематическим изменением направления хода: от закрытия до полного открытия, при этом на выбранных положениях хода меняется и угол отсекателя.

4.6.4.3 Расположение измерений

Сопловые усилия: гидравлическое усилие, действующее на иглу, может быть измерено непосредственно взвешивающим механизмом, установленным внутри сервомотора и соединенного с концом штока иглы. Можно расширить шток иглы через распределитель так, чтобы взвешивающий механизм мог быть зафиксирован снаружи. Необходимо записать статическое давление на корпус сопла, что позволит учесть возможные силы, возникающие в результате из: отношений различных диаметров между открытием иглы и штоком иглы на модели и прототипе.

Вращающий момент отсекателя: гидравлический вращающий момент, действующий на отсекатель, может быть измерен путем измерения деформации тензодатчика, установленным на опорной конструкции или в механизме регулирования. В случае горизонтальной ковшовой турбины вращающий момент отсекателя включает и гидравлический вращающий момент и гравитационный вращающий момент, действующий на отсекатель. Поэтому гравитационный вращающий момент должен быть измерен заранее при вращении в воздухе, чтобы получить достоверный гидравлический вращающий момент из измеренного вращающего момента.

Разработка должна быть такой, чтобы сила или измерение вращающего момента были не значительно затронуты эффектами трения. Если измеряемое сечение не расположено в сухом воздухе, необходима поверхностная защита от влажности. Электрическое сопротивление изоляции должно периодически проверяться.

4.6.4.4 Калибровка

Калибровка делается с тем же самым измерительным расположением, как при испытаниях для проверки и/или рассмотрения силы трения в системе уплотнения и подшипниках.

a) Сопловое усилие: взвешивающий механизм, установленный на штоке иглы, загружается эталонной массой.

b) Вращающий момент отсекателя: к отсекателю должны быть приложены нормированные силы или моменты, используя калиброванный взвешивающий механизм и эталонные массы. В случае силы важно определить ее направление и расстояние до стержня (длина плеча рычага).

4.6.4.5 Проверки до и во время измерения

До и после каждой серии испытаний, измеряемый сигнал при бездействии (носик не полностью закрыт, отсекатель не касается его остановки) будет зарегистрирован и проверен. Предварительные испытания должны продемонстрировать, что фактор силы и/или фактор вращающего момента не зависят ни от испытания вращательной скорости, ни от испытания удельной гидравлической энергии.

4.6.4.6 Вычисление безразмерной силы и факторов вращающего момента и данных опытного образца натурной машины. Для каждой операционной точки определяется среднее значение F_N и/или T_D, которое может быть использовано для вычисления безразмерного фактора соплового усилия $F_{N,ED}$ и/или безразмерного фактора вращающего момента $T_{D,ED}$.

Определение фактора соплового усилия

$$F_{N,ED} = \frac{F_N}{\rho \cdot D^2 \cdot E}.$$

Определение фактора вращающего момента отсекателя

$$T_{D,ED} = \frac{T_D}{\rho \cdot D^3 \cdot E}.$$

Основанные на условиях гидравлического подобия, сопловое усилие опытного образца натурной машины и/или вращающий момент отсекателя могут быть вычислены или используя силы и/или факторы вращающего момента или абсолютные значения модели. Вычисление гидравлического соплового усилия опытного образца натурной машины

$$F_{N,P} = F_{N,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{N,ED} \cdot {D_P}^2 \cdot E_P \cdot \rho_P.$$

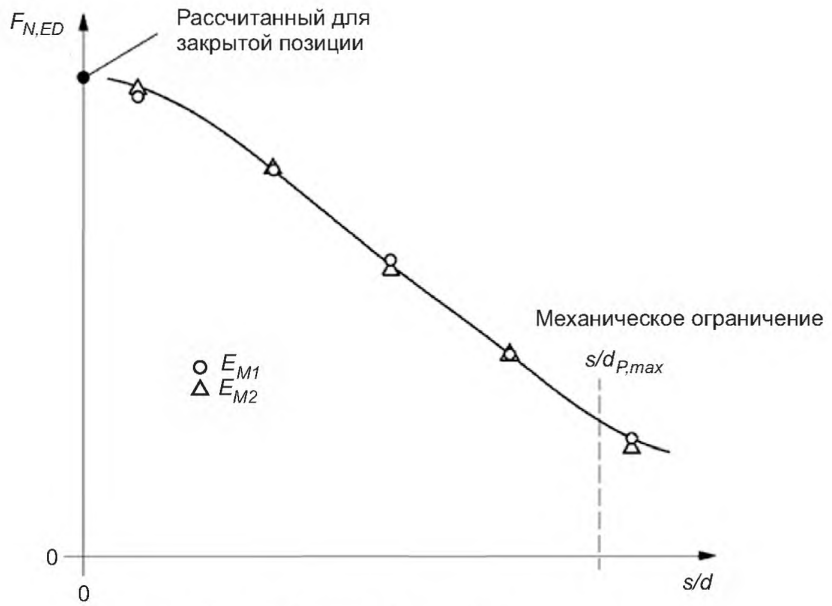
Если диаметры штока иглы на модели и прототипе будут негомологичными, то исправление должно быть применено для получения полной силы F_{NtotP}.

Вычисление гидравлического вращающего момента дефлектора опытного образца натурной машины

$$T_{D,P} = T_{D,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{D,ED} \cdot {D_P}^3 \cdot E_P \cdot \rho_P \,.$$

4.6.4.7 Графическое представление результатов

Обычно фактор соплового усилия представлен в зависимости от хода иглы s, отнесенного для примера к выходному диаметру носика $F_{N,ED}=f(s/d)$. В закрытой позиции носика, s = 0. Пример представлен на рисунке 112. Обычно фактор вращающего момента отсекателя представлен в зависимости от положения отсекателя.



s – ход иглы; d – выходной диаметр иглы

Рисунок 112 – Фактор соплового усилия Пелтона в зависимости от относительного хода иглы

4.6.4.8 Сравнение колебаний соплового усилия и вращающего момента отсекателя на модели и прототипе

Поскольку нет никакого воздействия потока в рабочем колесе на иглу, колебания соплового усилия незначительны. В полностью открытом положении отсекатель выставлен к плескaнию воды от рабочего колеса, вызывающего колебания вращающего момента. В позициях отклонителя колебания вращающего момента происходят главным образом из-за плескания воды отклоненной струи. Так как в большинстве случаев гидравлическое подобие относительно двухфазового потока в корпусе не выполнено, колебания вращающего момента отсекателя, измеренные на модели не должны быть непосредственно пересчитаны к условиям опытного образца натурной машины.

4.6.4.9 Погрешность

На погрешность в измерении соплового усилия модели и вращающего момента отсекателя влияют следующие факторы:

- гистерезис кривой калибровки инструментованных компонентов;
- воспроизводимость и дрейф нулевой силы или точки вращающего момента;
- влияние любых эффектов трения.

При хороших условиях измерения средние значения вращающего момента отсекателя модели или сопловое усилие могут быть определены с погрешностью ± 5 % максимального промежуточного значения. Погрешность в соответствующих значениях опытного образца натурной машины может быть ± (5 − 10) % максимального промежуточного значения опытного образца натурной машины.

4.7 Испытание в расширенном операционном диапазоне

4.7.1 Общее

В дополнение к определению гидравлических характеристик машины в ограниченном диапазоне удельной гидравлической энергии и расхода, также важно знать полные характеристики, покрывающие возможные эксплуатационные режимы вне нормального операционного диапазона. Наибольшая часть расширенной области работы существует для насосов и насос-турбин из-за двух направлений расхода и двух направлений вращения (операция с четырьмя секторами). Как заявлено в 4.1.1, модельные испытания не воспроизводят переходную операцию опытного образца натурной машины. Однако полученные данные значимы и являются необходимым входом для вычислений переходного процесса и нагрузки для разработки опытного образца натурной машины.

4.7.2 Терминология

Всестороннее представление гидравлических характеристик гидравлической машины приводится на четырехквадрантной диаграмме.

4.7.2.1 Определение секторов

Четыре сектора определены комбинацией положительного или отрицательного направления расхода и вращательной скорости следующим образом (см. таблицу 11, рисунки 113 и 114).

Таблица 11 – Определение секторов и рабочих режимов

Сектор (квадрант)		Направление (знак)				Режим
Число	Имя	Q	n	E	T	
1	Квадрант насоса	–	–	–	–	Обратная турбина
				–	+	Тормоз
				+	+	Насос
1/2		0	–	+	+	0-расход
2	Квадрант тормоза	+	–	+	+	Насос-тормоз
2/3		+	0	+	+	0-скорость
3	Квадрант турбины	+	+	+	+	Турбина
				+	0	Разгон
				+	–	Турбина-тормоз
				–	–	Обратный насос вращения (только осевые машины)
3/4		0	+	+/–	–	0-расход
4	Квадрант обратного насоса	–	+	+	–	Обратный насос вращения (только осевые машины)
				–	–	Тормоз
4/1		–	0	–	–	0-скорость

В каждом из этих четырех секторов несколько режимов работы возможны из-за:

- признака мощности (выход/вход), соответствующей направлению вращающего момента;
- признака удельной гидравлической энергии в особых случаях применения (например, приливные электростанции).

В 4.7.2.2 описаны нормальные случаи гидроэлектрического применения с положительными значениями E.

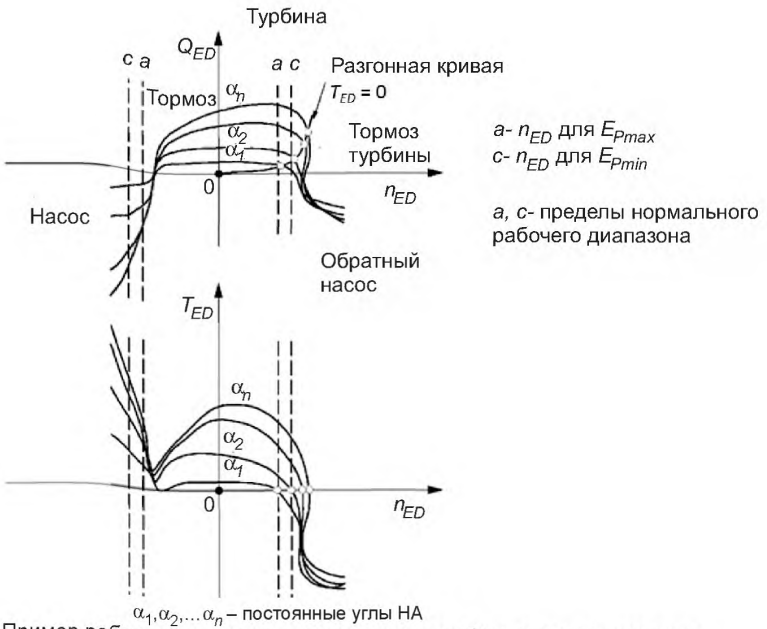


Рисунок 113 – Пример работы четырех квадрантов насос-турбины радиального типа

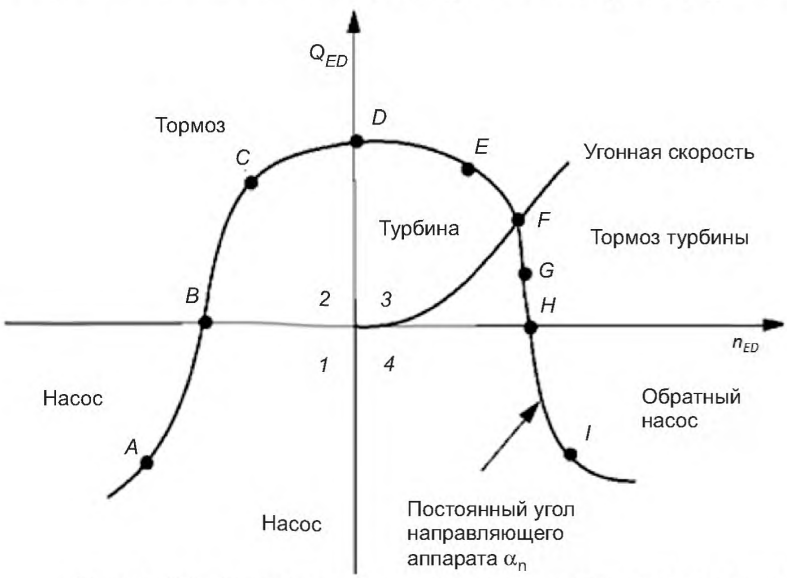


Рисунок 114 – Диаграмма, иллюстрирующая различные рабочие режимы

4.7.2.2 Рабочие режимы

4.7.2.2.1 Режим насоса характеризуется отрицательным расходом и отрицательной вращательной скоростью (см. операционную точку A на рисунке 114).

4.7.2.2.2 Режим тормоза насоса характеризуется отрицательным направлением вращения, но положительным направлением расхода (см. точку C). Этот режим имеет значение в случае перебоя в питании при эксплуатации насоса.

4.7.2.2.3 Режим турбины

У этого способа есть положительное направление расхода и вращательной скорости, и положительный вращающий момент, направленный к валу турбины (см. точку E). Особый случай нулевого вращающего момента соответствует разгону турбины (см. точку F).

4.7.2.2.4 Режим тормоза турбины

У этого режима есть положительное направление расхода и вращательной скорости, но отрицательного вращающего момента (см. точку G).

4.7.2.2.5 Режим обратного вращения насоса характеризуется положительным направлением вращательной скорости. Однако, направление расхода отрицательное (см. точку I). Этот режим может только достигаться в переходном условии.

4.7.2.3 Операция на нулевой скорости и нулевом расходе

Помимо рабочих режимов в пределах секторов, операционные точки на оси координат представляет интерес (см. рисунок 114):

- нулевой расход удельной гидравлической энергии E_0 в режиме насоса (см. точку B);
- расход нулевой скорости и пускового момента (см. точку D);
- нулевой расход удельной гидравлической энергии в режиме турбины (см. точку H).

4.7.3 Область испытаний

4.7.3.1 Соответствующие режимы работы

В зависимости от типа гидравлической машины от одного до четырех секторов представляют интерес:

a) активная турбина: существуют только режим турбины и режим тормоза турбины, потому что поток и скорость имеют положительное направление;

b) реактивная турбина: в зависимости от удельной скорости и открытия НА, режим обратного вращения насоса может иметь важное значение в дополнение к нормальному режиму турбины, особенно во время отклонения нагрузки и запуска;

c) режим турбины осевого типа: операция выполнима в трех секторах. Помимо секторов для нормальных режимов насоса и турбины, сектор тормоза может быть передан во время условий переходного процесса. Сектор обратного насоса не может быть достигнут;

d) насос радиального типа или насос-турбина: операция во всех четырех секторах выполнима. Кроме того сектора для нормальных режимов насоса и турбины, режима тормоза турбины и даже режима обратного насоса из-за радиального расширения рабочего колеса могут быть достигнуты во время условий переходного процесса.

4.7.3.2 Характеристики данных

Все характеристики данных, достигнутые во время испытания в пределах нормального операционного диапазона, взяты также во время испытания четырех секторов. Главные измеряемые гидравлические величины:

- удельная гидравлическая энергия;
- расход;
- вращающий момент вала;
- скорость вращения;
- чистая положительная удельная энергия.

Интервалы между измеренными точками могут быть значительно увеличены по сравнению с этими же точками в гарантируемом диапазоне операции. С другой стороны, рекомендуется расширять диапазон испытаний к максимально возможному открытию НА и/или лопасти рабочего колеса/импеллера, которые могли быть полезны для будущей операции опытного образца натурной машины. Гидравлические законы подобия все еще применяются, однако, побочные эффекты могут значительно изменить характеристики, найденные в модельных испытаниях. Особое внимание должно быть обращено на влияние кавитации на гидравлические особенности в чрезвычайных условиях.

4.7.3.3 Дополнительные гидравлические данные

В дополнение к вышеупомянутым перечисленным главным гидравлическим данным заданные измерения могут быть релевантными. Степень испытания должна быть определена до проведения испытания:

- осевого усилия;
- радиального усилия;
- колебания давления;
- гидравлического вращающего момента НА;
- вращающего момента лопасти рабочего колеса;
- соплового усилия;

- вращающего момента отсекателя;
- колебания вращающего момента вала.

Заданные требования для испытаний см. в 4.2–4.6. Некоторые из них измерены одновременно с главными гидравлическими данными. Часть из них должна иметь специальное расположение и систему получения и накопления данных.

4.7.4 Условия для особых испытаний

Нет никаких особых расположений, необходимых для испытания модели вне диапазона нормального действия. Однако нет никакой надобности получить эти гидравлические данные с той же самой высокой точностью, как для нормального диапазона, удельная гидравлическая энергия для этих испытаний может быть уменьшена для защиты модели и системы измерения.

4.7.4.1 Характеристика S-образной формы в режиме тормоза турбины

В зависимости от удельной скорости гидравлической реактивной машины, характеристики Q_{ED}-n_{ED} при постоянном открытии НА могут быть S-образными (см. рисунок 115). Испытания при устойчивом состоянии могут быть трудными.

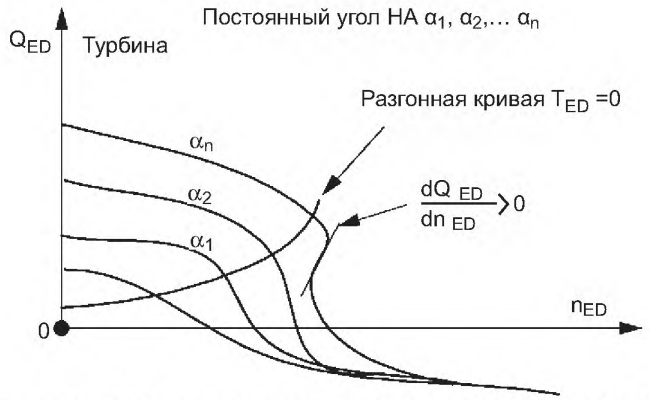


Рисунок 115 – S-образные характеристики в режиме тормоза турбины



Рисунок 116 – Характеристика насоса с положительным наклоном в ограниченном диапазоне расхода

4.7.4.2 Характеристика насоса

В зависимости от конструкции насоса или насос-турбины, наклон E_{nD}-Q_{nD} характеристики может быть положительным в каком-то ограниченном диапазоне расхода (см. рисунок 116). Этот положительный наклон может вызвать нестабильность работы. Следовательно, эта зона должна быть тщательно исследована, особенно максимальная удельная гидравлическая энергия в переходных режимах.

4.7.4.3 Угонная скорость

Для этого типа испытания рекомендуется уменьшенная удельная гидравлическая энергия для защиты измерительного оборудования. Кроме того, отклонения от полного соответствия с увеличенными зазором между вращательными и постоянными частями модели приемлемы по той же самой причине. Особое внимание должно быть обращено на влияние числа Тома σ на угонные характеристики особенно с высокими определенными скоростями машины.

4.7.4.4 Удельная гидравлическая энергии при нулевом расходе

Чтобы поддерживать точно нулевой расход по полному спектру открытия НА, испытательный цикл должен быть прерван, например, клапаном или заглушкой трубы. Важной информацией при нулевом расходе удельной гидравлической энергии является входная мощность и также амплитуда и частота пульсации давления, в то время как рабочее колесо/импеллер вращается в воде. Может появиться желание проверить мощность на рабочем колесе, вращающемся в воздухе. Передача вращающего момента низка, таким образом, требуется высокая чувствительность системы измерения вращающего момента. Измерения вращающего момента вала рабочего колеса, вращающегося в воздухе, показывают увеличение погрешности до ±10 %. Кроме того, преобразование результатов испытаний к условиям опытного образца натурной машины сомнительно из-за низкого числа Рейнольдса в модели и различии числа Фруда. Другая заданная область испытаний состоит в измерении вращающего момента вала рабочего колеса/импеллера, вращающегося в воздухе с закрытым НА, но сохраняющим охлаждающуюся воду, питающую лабиринтное уплотнение.

4.7.4.5 Расход холостого хода и пусковой момент

Для этого испытания необходимо заблокировать вал модельного рабочего колеса. При гидростатическом подшипнике вращающаяся деталь должна быть связана с качающейся системой, связанной с измерительным прибором вращения, чтобы определить момент пуска. При использовании крутящего момента вращающийся вал должен быть заблокирован неподвижной частью агрегата.

4.8 Измерение дифференциального давления в пошаговых испытаниях опытного образца натурной машины

4.8.1 Общее

Если ожидается пошаговые испытания на прототипе (в режиме насоса или турбины), некоторые дополнительные измерения могут быть выполнены во время испытания модели. Этот подпункт только имеет дело с пошаговым испытанием, используя дифференциальное давление в качестве значения шага. Пошаговые испытания в модели никогда не могут заменить измерение абсолютного расхода на прототипе.

Измерение дифференциального давления для пошагового испытания сделано на хорошо выбранной паре сигналов, показывая существенный перепад давлений, связанный с местной кинетической энергией. Все пошаговые испытания, используя измерение дифференциального давления хорошо представлены следующим уравнением

$$Q=f(\Delta p)\cdot\Delta p^{0,5},$$

где Δp – дифференциальное давление, измеренное дифференциальным манометром или датчиком дифференциального давления, связанного между сигналами;

$f(\Delta p)$ – функция условия потока, числа Рейнольдса и шероховатость стены.

Согласно МЭК 60041, раздел 15 может быть написано уравнение

$$Q = k\,\Delta p^{n},$$

где k и n– постоянные. Значения n от 0,48 до 0,52.

4.8.2 Цель испытаний

Цели дополнительных измерений в модели следующие:

a) выбрать надлежащие места для отбора давления, дающие существенное дифференциальное давление;

b) определить максимальное дифференциальное давление, которое будет ожидаться на прототипе. Это информация уполномочивает надлежащий выбор инструментовки;

c) проверить стабильность дифференциального давления в выбранных местах для отбора давления;

d) проверить, что зависимость между перепадом давлений и расходом не находится под влиянием других операционных параметров (например, открытие НА, n_{ED}, и т.д.).

Цель описанных испытаний не состоит в установлении кривой калибровки для абсолютного определение расхода на прототипе.

4.8.3 Выполнение испытаний

4.8.3.1 Места для отбора давления

В зависимости от типа машины могут быть выбраны различные местоположения для отбора давления. Типичные примеры даны в МЭК 60041, раздел 15. Разработка мест для отбора давления должна быть в соответствии с требованиями, заявленными в 3.3.3.

4.8.3.2 Средства измерений

Дифференциальные манометры или дифференциальный преобразователь давления должны быть отобраны для охвата полного спектра ожидаемого дифференциального давления и использоваться в рамках их оптимального диапазона измерения.

4.8.3.3 Процедура испытания

Чтобы продемонстрировать, что выбранная пара мест для отбора давления была соответственно расположена, рекомендуются следующие процедуры:

a) изменить расход модели, изменяя открытие НА, поддерживая постоянную удельную гидравлическую энергию;

b) во втором шаге изменяют расход, изменяя удельную гидравлическую энергию при постоянном открытии НА;

c) в случае турбин двойного регулирования та же самая процедура должна быть повторена для другого угла наклона лопасти, чтобы увеличить диапазон расхода;

d) в случае последовательности эксплуатации насоса результаты должны быть проверены также при различном факторе скорости, а не изменением открытия НА.

Можно одновременно измерить эти дифференциальные давления и гидравлические характеристики исполнения. Пригодность выбранной пары мест для отбора давления может быть принята, если все показания, взятые при различных условиях потока, формируют функцию мощности из расхода в пределах разумной полосы. Для точного определения k и n должен быть применен метод наименьшего квадрата.

4.8.4 Перемещение к условиям опытного образца натурной машины

Чтобы вычислить величину дифференциального давления, которое будет ожидаться на прототипе турбины, используют следующие уравнения

$$Q_P = k_P \cdot (\Delta p)_P^{0,5} \qquad Q_M = k_M \cdot (\Delta p)_M^{0,5},$$

при $k_P = k_M \cdot \frac{D_P^2}{D_M^2}$ получаем

$$(\Delta p)_P = \frac{1}{k_M^2} \cdot \frac{D_M^4}{D_P^4} \cdot {Q_P}^2.$$

4.8.5 Погрешность

Даже при благоприятных обстоятельствах применимый допуск к производству опытного образца натурной машины и к местоположению мест для отбора давления вместе с отклонениями в результате условий притока в погрешности, в определении расхода опытного образца натурной машины, основанного на результатах испытаний модели приблизительно ± 5 %.

Поэтому k-значения, определенные во время испытаний модели, не будут использоваться для определения абсолютного расхода в договорных целях.

Приложение А
(справочное)

Безразмерные величины

Термины в 1.3.3.12 [3]				Отношение к другим существующим терминам									
Термин	Символ	Определение	Отношение	Символ	Определение	Отношение	Символ	Определение	Отношение	Символ	Определение	Отношение
Фактор скорости	n_{ED}	$\frac{nD}{E^{0,5}}$	$= \frac{1}{E_{nD}^{0,5}}$	n_{11}	$= \frac{nD}{H^{0,5}}$ (n in min^{-1})	$\frac{1}{60g^{0,5}} n_{11}$	K_u	$\psi^{0,5} = \frac{\omega D/2}{\sqrt{2}E^{0,5}}$	$\frac{\sqrt{2}}{\pi} K_u$	ω_{ED}	$\frac{\omega D}{E^{0,5}}$	$\frac{\omega_{ED}}{2\pi}$
Фактор расхода	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0,5}}$	$= \frac{Q_{nD}}{E_{nD}^{0,5}}$	Q_{11}	$= \frac{Q_1}{D^2 H^{0,5}}$	$\frac{1}{g^{0,5}} Q_{11}$	K_{cm}	$\varphi\psi^{-0,5} = \frac{Q_1}{\pi(D/2)^2 (2E)^{0,5}}$	$\frac{\pi}{\sqrt{8}} K_{cm}$	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0,5}}$	1
Фактор вращающего момента	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	$= \frac{T_{nD}}{E_{nD}} = \frac{P_{ED}}{2\pi n_{ED}}$	T_{11}	$= \frac{T_m}{D^3 H}$ (T_m in kpm)	$\frac{1}{\rho g} T_{11}$	K_T	$\frac{T_m}{\rho_1 \pi (D/2)^3 E}$	$\frac{\pi}{8} K_T$	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	1
Фактор мощности	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1,5}}$ [1]	$= Q_{ED}\eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{Q_{ED}}{\eta_{hP}}$ (pump) $= P_{nD} / E_{nD}^{1,5} = P_{nD} \cdot n_{ED}^3$ $= 2\pi n_{ED} T_{ED}$	P_{11}	$= \frac{P_m}{D^2 H^{1,5}}$ (P in kW)	$\frac{1000}{\rho g^{1,5}} P_{11}$	K_P	$\frac{2P_m}{\rho_1 \pi (D/2)^2 (2E)^{1,5}}$	$\frac{\neq}{2^{1,5}} K_P$	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1,5}}$	1
Коэффициент энергии	E_{nD}	$\frac{E}{n^2 D^2}$	$= \frac{1}{n_{ED}^2}$				ψ	$\frac{2E}{(\omega D/2)^2}$	$\frac{\pi^2}{2} \psi$	$E_{\omega D}$	$\frac{E}{\omega^2 D^2}$	$4\pi^2 E_{\omega D}$
Коэффициент расхода	Q_{nD}	$\frac{Q_1}{nD^3}$	$= \frac{Q_{ED}}{n_{ED}} = Q_{ED} \cdot E_{nD}^{0,5}$				φ	$\frac{K_{cm}}{K_u} = \frac{Q_1}{\pi\omega(D/2)^3}$	$\frac{\pi^2}{4} \varphi$	$Q_{\omega D}$	$\frac{Q_1}{\omega D^3}$	$2\pi Q_{\omega D}$
Коэффициент вращающего момента	T_{nD}	$\frac{T_m}{\rho_1 n^2 D^5}$	$= \frac{T_{ED}}{n_{ED}^2} = T_{ED} \cdot E_{nD} = \frac{P_{nD}}{2\pi}$				τ	$\frac{2T_m}{\rho_1 \pi \omega^2 (D/2)^5}$	$\frac{\pi^3}{16} \tau$	$T_{\omega D}$	$\frac{T_m}{\rho_1 \omega^2 D^5}$	$4\pi^2 T_{\omega D}$
Коэффициент мощности	P_{nD}	$\frac{P_m}{\rho_1 n^3 D^5}$ [1]	$= E_{nD} Q_{nD} \eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{E_{nD} Q_{nD}}{\eta_{hP}}$ (pump) $= P_{ED} / n_{ED}^3 = P_{ED} E_{nD}^{1,5} = 2\pi T_{nD}$				λ	$\frac{2P_m}{\rho_1 \pi \omega^3 (D/2)^5}$	$\frac{\pi^4}{8} \lambda$	$P_{\omega D}$	$\frac{P_m}{\rho_1 \omega^3 D^5}$	$8\pi^3 P_{\omega D}$

Термины в 1.3.3.12 [3]				Отношение к другим существующим терминам									
Термин	Символ	Определение	Отношение	Символ	Определение	Отношение	Символ	Определение	Отношение	Символ	Определение	Отношение
Число Тома	σ	$\frac{NPSE}{E}$	$=\sigma_{nD}/E_{nD} = \sigma_{nD} n_{ED}^2$									
Коэффициент кавитации	σ_{nD}	$\frac{NPSE}{n^2D^2}$	$=\sigma E_{nD} = \sigma / n_{ED}^2$				ψ_c	$\frac{2NPSE}{(\omega D/2)^2}$	$\frac{\pi^2}{2}\psi_c$			
Удельная скорость	n_{QE}	$\frac{nQ_1^{0,5}}{E^{0,75}}$	$=n_{ED}Q_{ED}^{0,5} = Q_{nD}^{0,5}/E_{nD}^{0,75}$	n_q [2]	$=\frac{nQ_1^{0,5}}{H^{0,75}}$ (n in min^{-1})	$\frac{n_q}{60g^{0,75}}$	ν	$\frac{\omega(Q_1/\pi)^{0,5}}{(2E)^{0,75}} = \frac{\varphi^{0,5}}{\psi^{0,75}}$	$\frac{\nu}{2^{0,25}\pi^{0,5}}$	ω_s	$\frac{\omega Q_1^{0,5}}{E^{0,75}}$	$\frac{\omega_s}{2\pi}$

[1] Для механической мощности рабочего колеса, измеренной на модели.

[2] Безразмерная определенная скорость n_q - дополнительный термин для определения гидравлической турбины. Также $n_o = \frac{nP_m^{0,5}}{H^{1,25}}$ применяется для турбин.

[3] Единицы измерения: H (м); D (м); E (Дж/кг); n ($с^{-1}$); ρ (кг $м^{-3}$); T (Н м); P (Вт); Q ($м^3$ $с^{-1}$).

Приложение В
(справочное)

Физические величины

Таблица В.1 – Ускорение силы тяжести g, м/с^2

Широта	Высота над уровнем моря z, м				
	0	1000	2000	3000	4000
0°	9,780	9,777	9,774	9,771	9,768
5°	9,781	9,778	9,775	9,772	9,769
10°	9,782	9,779	9,776	9,773	9,770
15°	9,784	9,781	9,778	9,775	9,772
20°	9,786	9,783	9,780	9,777	9,774
25°	9,790	9,787	9,784	9,781	9,778
30°	9,793	9,790	9,787	9,784	9,781
35°	9,797	9,794	9,791	9,788	9,785
40°	9,802	9,799	9,796	9,793	9,790
45°	9,806	9,803	9,800	9,797	9,794
50°	9,811	9,808	9,805	9,802	9,799
55°	9,815	9,812	9,809	9,806	9,803
60°	9,819	9,816	9,813	9,810	9,807
65°	9,822	9,820	9,817	9,814	9,811
70°	9,826	9,823	9,820	9,817	9,814

Примечания
1 Значения для g даны в зависимости от широты и высоты.
2 Определение и формулу см. в 1.3.3.3 и 2.5.2.

Таблица В.2 – Плотность дистиллированной воды ρ_{wd}, кг/м^3

Температура θ, °С	Абсолютное давление x10^5 Па							
	1	10	20	30	40	50	60	70
0	999,8	1 000,3	1 000,8	1 001,3	1 001,8	1 002,3	1 002,8	1 003,3
1	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
2	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
3	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
4	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
5	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,8	1 003,3
6	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,8	1 002,3	1 002,8	1 003,3
7	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,3	1 001,8	1 002,3	1 002,7	1 003,2
8	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,2	1 001,7	1 002,2	1 002,7	1 003,2
9	999,8	1 000,2	1 000,7	1 001,2	1 001,6	1 002,1	1 002,6	1 003,1
10	999,7	1 000,1	1 000,6	1 001,1	1 001,6	1 002,0	1 002,5	1 003,0
11	999,6	1 000,0	1 000,5	1 001,0	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9
12	999,5	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,3	1 001,8	1 002,3	1 002,7
13	999,4	999,8	1 000,3	1 000,7	1 001,2	1 001,7	1 002,1	1 002,6
14	999,2	999,7	1 000,1	1 000,6	1 001,1	1 001,5	1 002,0	1 002,4
15	999,1	999,5	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,8	1 002,3
16	998,9	999,4	999,8	1 000,3	1 000,7	1 001,2	1 001,7	1 002,1
17	998,8	999,2	999,6	1 000,1	1 000,6	1 001,0	1 001,5	1 001,9
18	998,6	999,0	999,5	999,9	1 000,4	1 000,8	1 001,3	1 001,7
19	998,4	998,8	999,3	999,7	1 000,2	1 000,6	1 001,1	1 001,5
20	998,2	998,6	999,1	999,5	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,3
21	998,0	998,4	998,9	999,3	999,8	1 000,2	1 000,7	1 001,1
22	997,8	998,2	998,6	999,1	999,5	1 000,0	1 000,4	1 000,9

Продолжение таблицы В.2

Температура θ, °С	Абсолютное давление x10^5 Па							
	1	10	20	30	40	50	60	70
23	997,5	997,9	998,4	998,8	999,3	999,7	1 000,2	1 000,6
24	997,3	997,7	998,1	998,6	999,0	999,5	999,9	1 000,4
25	997,0	997,4	997,9	998,3	998,8	999,2	999,7	1 000,1
26	996,8	997,2	997,6	998,1	998,5	999,0	999,4	999,9
27	996,5	996,9	997,4	997,8	998,3	998,7	999,1	999,6
28	996,2	996,6	997,1	997,5	998,0	998,4	998,9	999,3
29	995,9	996,3	996,8	997,2	997,7	998,1	998,6	999,0
30	995,7	996,1	996,5	996,9	997,4	997,8	998,3	998,7
31	995,3	995,7	996,2	996,6	997,1	997,5	997,9	998,4
32	995,0	995,4	995,9	996,3	996,8	997,2	997,6	998,1
33	994,7	995,1	995,5	996,0	996,4	996,9	997,3	997,7
34	994,4	994,8	995,2	995,7	996,1	996,5	997,0	997,4
35	994,0	994,4	994,9	995,3	995,8	996,2	996,6	997,1
36	993,7	994,1	994,5	995,0	995,4	995,8	996,3	996,7
37	993,3	993,7	994,2	994,6	995,0	995,5	995,9	996,3
38	993,0	993,4	993,8	994,2	994,7	995,1	995,5	996,0
39	992,6	993,0	993,4	993,9	994,3	994,7	995,2	995,6
40	992,2	992,6	993,1	993,5	993,9	994,4	994,3	995,2
Температура θ, °С	Абсолютное давление x10^5 Па							
	80	90	100	110	120	130	140	150
0	1 003,8	1 004,3	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
1	1 003,9	1 004,3	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
2	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
3	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
4	1 003,8	1 003,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,7	1 007,2
5	1 003,8	1 004,3	1 004,8	1 005,3	1 005,7	1 006,2	1 006,7	1 007,2
6	1 003,8	1 004,2	1 004,7	1 005,2	1 005,7	1 006,2	1 006,2	1 007,1
7	1 003,7	1 004,2	1 004,7	1 005,1	1 005,6	1 006,1	1 006,5	1 007,0
8	1 003,6	1 004,1	1 004,6	1 005,0	1 005,5	1 006,0	1 006,5	1 006,9
9	1 003,5	1 004,0	1 004,5	1 005,0	1 005,4	1 005,9	1 006,4	1 006,8
10	1 003,4	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,2	1 006,7
11	1 003,3	1 003,8	1 004,3	1 004,7	1 005,2	1 005,6	1 006,1	1 006,6
12	1 003,2	1 003,7	1 004,1	1 004,6	1 005,0	1 005,5	1 006,0	1 006,4
13	1 003,1	1 003,5	1 004,0	1 004,4	1 004,9	1 005,4	1 005,8	1 006,3
14	1 002,9	1 003,4	1 003,8	1 004,3	1 004,7	1 005,2	1 005,7	1 006,1
15	1 002,7	1 003,2	1 003,7	1 004,1	1 004,6	1 005,0	1 005,5	1 005,9
16	1 002,6	1 003,0	1 003,5	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8
17	1 002,4	1 002,8	1 003,3	1 003,8	1 004,2	1 004,7	1 005,1	1 005,6
18	1 002,2	1 002,7	1 003,1	1 003,6	1 004,0	1 004,5	1 004,9	1 005,4
19	1 002,0	1 002,4	1 002,9	1 003,3	1 003,8	1 004,2	1 004,7	1 005,1
20	1 001,8	1 002,2	1 002,7	1 003,1	1 003,6	1 004,0	1 004,5	1 004,9
21	1 001,6	1 002,0	1 002,5	1 002,9	1 003,3	1 003,8	1 004,2	1004,7
22	1 001,3	1 001,8	1 002,2	1 002,7	1 003,1	1 003,5	1 004,0	1 004,4
23	1 001,1	1 001,5	1 002,0	1 002,4	1 002,9	1 003,3	1 003,7	1 004,2
24	1 000,8	1 001,3	1 001,7	1 002,2	1 002,6	1 003,0	1 003,5	1 003,9
25	1 000,6	1 001,0	1 001,5	1 001,9	1 002,3	1 002,8	1 003,2	1 003,7
26	1 000,3	1 000,7	1 001,2	1 001,6	1 002,1	1 002,5	1 002,9	1 003,4
27	1 000,0	1 000,5	1 000,9	1 001,3	1 001,8	1 002,2	1 002,7	1 003,1
28	999,7	1 000,2	1 000,6	1 001,1	1 001,5	1 001,9	1 002,4	1 002,8
29	999,4	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,2	1 001,6	1 002,1	1 002,5
30	999,1	999,6	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,3	1 001,7	1 002,2

Окончание таблицы В.2

Температура θ, °С	Абсолютное давление x10^5 Па							
	80	90	100	110	120	130	140	150
31	998,8	999,3	999,7	1 000,1	1 000,6	1 001,0	1 001,4	1 001,9
32	998,5	998,9	999,4	999,8	1 000,2	1 000,7	1 001,1	1 001,5
33	998,2	998,6	999,0	999,5	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,2
34	997,8	998,3	998,7	999,1	999,6	1 000,0	1 000,4	1 000,9
35	997,5	997,9	998,4	998,8	999,2	999,7	1 000,1	1 000,5
36	997,1	997,6	998,0	998,4	998,9	999,3	999,7	1 000,2
37	996,8	997,2	997,6	998,1	998,5	998,9	999,4	999,8
38	996,4	996,8	997,3	997,7	998,1	998,6	999,0	999,4
39	996,0	996,5	996,9	997,3	997,8	998,2	998,6	999,0
40	995,7	996,1	996,5	996,9	997,4	997,8	998,2	998,7
Примечания 1 Значения даны в зависимости от температуры θ и абсолютного давления p_{abs} (10^5 Па). 2 Определение и формулу см. в 1.3.3.3 и 2.5.3.1.3.								

Таблица В.3 – Кинематическая вязкость дистиллированной воды V

Температура воды θ, °С	v, $м^2/с$	Температура воды θ, °С	v, $м^2/с$
0	1,791 10^{-6}	21	0,980 10^{-6}
1	1,731 10^{-6}	22	0,957 10^{-6}
2	1,674 10^{-6}	23	0,934 10^{-6}
3	1,620 10^{-6}	24	0,913 10^{-6}
4	1,568 10^{-6}	25	0,892 10^{-6}
5	1,520 10^{-6}	26	0,873 10^{-6}
6	1,473 10^{-6}	27	0,854 10^{-6}
7	1,429 10^{-6}	28	0,835 10^{-6}
8	1,387 10-6	29	0,817 10-6
9	1,346 10-6	30	0,800 10-6
10	1,308 10^{-6}	31	0,784 10^{-6}
11	1,271 10^{-6}	32	0,768 10^{-6}
12	1,236 10^{-6}	33	0,753 10^{-6}
13	1,202 10^{-6}	34	0,738 10^{-6}
14	1,170 10^{-6}	35	0,723 10^{-6}
15	1,140 10^{-6}	36	0,709 10^{-6}
16	1,110 10^{-6}	37	0,696 10^{-6}
17	1,082 10^{-6}	38	0,683 10^{-6}
18	1,055 10^{-6}	39	0,670 10^{-6}
19	1,029 10^{-6}	40	0,658 10^{-6}
20	1,004 10^{-6}		
Примечания 1 Значения даны в зависимости от температуры θ и абсолютного давления p_{abs} (10^5 Па). 2 Определение и формулу см. в 1.3.3.3 и 2.5.3.3.			

Таблица В.4 – Давление пара дистиллированной воды p_{va}

Температура воды θ, °С	p_{va}, Па	Температура воды θ	p_{va}, Па
0	611	21	2 488
1	657	22	2 645
2	706	23	2 810
3	758	24	2 985
4	814	25	3 169
5	873	26	3 363
6	935	27	3 567
7	1 002	28	3 782
8	1 073	29	4 008

Окончание таблицы В.4

Температура воды θ, °С	p_{va}, Па	Температура воды θ	p_{va}, Па
9	1 148	30	4 246
10	1 228	31	4 495
11	1 313	32	4 758
12	1 403	33	5 034
13	1 498	34	5 323
14	1 599	35	5 627
15	1 706	36	5 945
16	1 819	37	6 280
17	1 938	38	6 630
18	2 064	39	6 997
19	2 198	40	7 381
20	2 339		

Примечания

1 Значения даны в зависимости от температуры θ и абсолютного давления p_{abs} (10^5 Па).

2 Определение и формулу см. в 1.3.3.3 и 2.5.3.4.

Таблица В.5 – Плотность сухого воздуха c_a

Температура воздуха θ_a, °С	c_a, кг/м^3
0	1,293
2	1,284
4	1,274
6	1,265
8	1,256
10	1,247
12	1,238
14	1,230
16	1,221
18	1,213
20	1,205
22	1,196
24	1,188
26	1,180
28	1,173
30	1,165

Примечания

1 Значения приведены в виде зависимости от температуры воздуха θ_a при абсолютном атмосферном давлении $p_{amb\text{-}o}$= 101 325 Па.

2 Определение и формулу см. в 1.3.3.3 и 2.5.4.1.

Таблица В.6 – Давление окружающей среды p_{amb}

Высота z, м	p_{amb}, Па	Высота z, м	p_{amb}, Па
0	101 325	2 100	78 520
100	100 129	2 200	77 548
200	98 945	2 300	76 586
300	97 773	2 400	75 634
400	96 611	2 500	74 692
500	95 461	2 600	73 759
600	94 322	2 700	72 835
700	93 194	2 800	71 921
800	92 076	2 900	71 017
900	90 970	3 000	70 121
1 000	89 876	3 100	69 235
1 100	88 792	3 200	68 358

Окончание таблицы В.6

Высота z, м	p_{amb}, Па	Высота z, м	p_{amb}, Па
1 200	87 718	3 300	67 490
1 300	86 655	3 400	66 631
1 400	85 602	3 500	65 780
1 500	84 560	3 600	64 939
1 600	83 528	3 700	64 106
1 700	82 506	3 800	63 283
1 800	81 494	3 900	62 467
1 900	80 493	4 000	61 660
2 000	79 501		
Примечания 1 Значения указаны в зависимости от высоты над уровнем моря z, м. 2 Определение и формулу см. в 1.3.3.5 и 2.5.4.2.			

Таблица В.7 – Плотность ртути c_{Hg}

Температура воды θ, °С	c_{Hg}, кг/м^3	Температура воды θ, °С	c_{Hg}, кг/м^3
0	13 595	21	13 543
1	13 593	22	13 541
2	13 590	23	13 538
3	13 588	24	13 536
4	13 585	25	13 534
5	13 583	26	13 531
6	13 580	27	13 529
7	13 578	28	13 526
8	13 575	29	13 524
9	13 573	30	13 521
10	13 570	31	13 519
11	13 568	32	13 516
12	13 565	33	13 514
13	13 563	34	13 511
14	13 561	35	13 509
15	13 558	36	13 507
16	13 556	37	13 504
17	13 553	38	13 502
18	13 551	39	13 499
19	13 548	40	13 497
20	13 546		
Примечания 1 Значения указаны в зависимости от температуры θ при абсолютном окружающем давлении p_{amb-0} = = 101 325 Па (стандартное давление окружающей среды на уровне моря). 2 Определение и формулу см. в 1.3.3.3 и 2.5.5.			

Приложение С
(справочное)

Вывод уравнения для удельной гидравлической энергии турбины

С.1 Теоретическое уравнение

Энергетический баланс в пределах внутренних границ гидравлической турбины по уравнению Бернулли в его дифференциальной форме, дополнен термином потери энергии

$$\frac{dp_{abs}}{\rho} + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + gdz + de_L + de = 0,$$

где $\frac{dp_{abs}}{\rho}$ – изменение удельной энергии давления;

$d\left(\frac{v^2}{2}\right)$ – изменение удельной кинетической энергии;

gdz – изменение удельной потенциальной энергии;

de_L – удельная рассеянная энергия;

de – удельная энергия, обмененная между водой и рабочим колесом (de< 0 для турбины, de> 0 для насоса).

В идеальной машине без потерь (de_L= 0), удельная гидравлическая энергия E воды, имеющаяся между контрольными сечениями 1 и 2 по стороне высокого и низкого давления машины, получается посредством интегрального исчисления между этими двумя сечениями

$$\int_2^1 de = \int_2^1 \frac{dp_{abs}}{r} + \int_2^1 d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \int_2^1 gdz.$$

С.2 Выражение удельной энергии давления

Его можно записать

$$\int_2^1 \frac{dp_{abs}}{\rho} = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho^*}.$$

Принимая во внимание область применения настоящего стандарта, ρ^*может быть определен приближением

$$\rho^* = \bar{\rho} = \frac{1}{2}(\rho_1 + \rho_2).$$

Относительная ошибка, вводимая при подобном приближении, составляет $2 \cdot 10^{-4}$.

С.3 Выражение удельной кинетической энергии

Значение выражения удельной кинетической энергии в упорядочении потока и его среднее значение в поперечном сечении (e_c=v^2/2) определены в примечании 1 к 3.5.2.4.

Условно предполагается, что изменение удельной кинетической энергии задается уравнением

$$\int_2^1 d\left(\frac{v^2}{2}\right) = \frac{1}{2}\left(v_1^2 - v_2^2\right),$$

где v_1, и v_2 – средние осевые составляющие скорости в контрольных сечениях 1 и 2. В расчет должны приниматься тангенциальные и радиальные составляющие скорости.

С.4 Выражение удельной потенциальной энергии

Так как изменение ускорения силы тяжести в зависимости от высоты между контрольными сечениями 1 и 2 невелико, то можно записать

$$\int_2^1 gdz = \bar{g}(z_1 - z_2),$$

где $\bar{g} = \frac{1}{2}(g1 + g2)$.

С.5 Практическое уравнение

Исходя из выше указанных упрощений, уравнение (С.1), определяющее удельную гидравлическую энергию машины принимает вид

$$E = \frac{1}{\rho}\left(p_{abs1} - p_{abs2}\right) + \frac{1}{2}\left(v_1^2 - v_2^2\right) + \bar{g}\left(z_1 - z_2\right).$$

На практике значение g на контрольном уровне машины может быть взято равным $\bar{g}$. Кроме того, для низконапорных машин $(p_1 - p_2) < 4 \cdot 10^5$ Па для примера, значение ρ при контрольном сечении низкого давления может быть взято равным $\bar{\rho}$.

Приложение D
(справочное)

Влияние плотности воды ρ_{wa} на измерения и калибровку

Химический состав воды, фактически используемой в испытаниях (3.5.2.3 и 2.5.3.1.2), делает ее плотность больше плотности дистиллированной воды ρ_{wd}, как указано в 2.5.3.1.3 и в таблице B.2. Отклонение составляет, как правило, менее 0,05 %.

Если удельная гидравлическая энергия E определяется главным образом с помощью измерений давления, и если измерительные приборы установлены приблизительно на одной и той же отметке, то E может быть выражена формулой

$$E = \frac{p1 - p2}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}.$$

Гидравлическая мощность приобретает вид

$$P_h = \left[\frac{p1 - p2}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}\right] \cdot \rho_1 \cdot Q_1 = \left[p1 - p2 + \bar{\rho} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}\right] \cdot \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} \cdot Q_1,$$

где $\rho_1 = \rho_{wa,1}$ и $\bar{\rho} = \bar{\rho}_{wa}$.

На практике можно допускать, что на испытательной установке модели ρ_{wa} незначительно отличается от ρ_{wd}, и что они изменяются в зависимости от температуры одинаковым образом

$$\frac{\rho_{wa,1}}{\bar{\rho}_{wa}} = \frac{\rho_{wd,1}}{\bar{\rho}_{wd}} = \frac{\rho_1}{\bar{\rho}}$$

Совершенно оправдано применять $\bar{\rho}_{wd}$ в смысле $\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$, потому что $\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$ всегда будет менее чем 10 % потенциальной энергии, даже для высоконапорных турбин. Таким образом, ошибка для E и η при использовании плотности дистиллированной воды всегда будет менее 0,005 %. Поэтому достаточное приближение для гидравлической мощности следующее $P_h = \left[p1 - p2 + \bar{\rho}_{wd} \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}\right] \cdot \frac{\rho_{wd,1}}{\bar{\rho}_{wd}} \cdot Q_1$.

Приложение Е
(справочное)

Порядок проведения испытаний и расчетов

Е.1 Предисловие

Настоящее приложение содержит перечень соглашений, проверок и работ, проводимых до, во время и после испытаний. Также основные аспекты тестирования, подсчет испытательных точек, вместе со всей информацией, необходимой для сравнения с гарантиями, в том числе по оценке измерения погрешности приведены ниже. Для каждой точки сделаны ссылки на пункты настоящего стандарта.

Е.2 Необходимые договоренности до начала испытания

Стороны должны своевременно достичь соглашение по:
- по размеру модели (2.3.2.2) и соотношению масштабного пересчета λ (1.3.3.2);
- конструкционным характеристикам модели (2.1.3.2);
- требованиям подобия (2.3.1);
- условиям испытаний (2.3.2.1);
- значениям Re_{M^*} или Re_{sp}, если гарантии относятся к модели (3.8.2.2), (для ковшовой турбины Пелтона – значение числа Фруда, 2.3.1.5.2);
- масштабу модели (2.1.3.3);
- контрольным сечениям (1.4.1.1);
- измерительным сечениям давления (3.3.2 и 3.5.2.1) и зонам для расчета удельной гидравлической энергии (3.5.2) и чистой положительной удельной энергии (3.5.4);
- гарантированным значениям мощности, расхода, КПД, угонной скорости в установившемся режиме и по влиянию кавитации на гидравлические эксплуатационные характеристики (1.4.2);
- значениям σ_{Pl} (1.4.2.1.5);
- порядку кавитационных испытаний (2.3.3.3.6 и 3.8.2.3.7) и контрольному уровню кавитации (2.3.1.5.1);
- введению кавитационных ядер (2.1.2.3, 2.3.1.6.2 и 2.5.3.2) в гидравлический контур, если это необходимо;
- всем другим техническим условиям для модельных испытаний (2.3.3.1.1);
- календарному графику испытаний (2.3.3.1.2);
- персоналу и разделению обязательств (2.3.3.1.3);
- типу и объему проводимых испытаний (2.3.3.3);
- порядку калибровки используемых контрольно-измерительных приборов (2.3.3.1.5),
- значению ускорения свободного падения g_P, для опытного образца натурной машины (2.5.2);
- температуре воды θ_P и соответствующей кинетической вязкости ν_p для опытного образца натурной машины (2.5.3.3);
- плотности воды ρ_P для опытного образца натурной машины (2.5.3.1);
- n_p скорости опытного образца натурной машины в установившемся режиме;
- Re_P числа Рейнольдса для опытного образца натурной машины в установившемся режиме;
- $NPSE_P$ диапазону работы опытного образца натурной машины (1.4.2.1.5);
- E_{Pmax} максимальной гидравлической энергии в условиях угона (1.4.2.1.4);
- механическим потерям мощности опытного образца натурной машины (1.4.2.1.1 и 2.4.1.4);
- вентиляционным потерям электрической машины (приложение G).

Е.3 Модель, средства и инструментарий испытания

Е.3.1 Изготовление модели и размерные проверки

Модель должна быть изготовлена в соответствии с 2.1.3.2 и пройти проверку размеров, очерченную в 2.2 и 2.3.3.1.6. Особое внимание должна быть уделено:
- значению контрольного диаметра (1.3.3.2.6);
- проверке уплотнения зазора рабочего колеса (2.2.2.1.6 и 2.3.3.2.1)
- шероховатости или классу чистоты смачиваемых поверхностей (2.2.3).

Е.3.2 Контрольно-измерительные приборы на испытательной установке и система получения и накопления данных

Испытательный стенд и полный цикл должны быть тщательно проверены (2.3.3.2.2) до и во время испытания, обращая особое внимание на датчик трубопроводов при любой протечке. Инструментарий и система получения и накопления данных должны также быть тщательно проверены и калиброваны до и после испытаний (2.3.3.2.3).

Следующее обычно проверяется посредством определенных операционных испытаний:
- регулярность давления в местах входного и выходного сечений модели (3.3.3.1);
- надлежащий отклик инструментария в том же самой рабочей точке, проверенной при различных условиях испытания (2.3.3.3.1).

E.4 Испытания и расчет значений для модели

Для проверки гарантий, предписанных в контракте, и определения общего поведения машины в присутствии изготовителя проводится подготовительные и предварительные испытания модели. Приемочные испытания подтверждаются всеми вовлеченными сторонами (2.3.3.3.1).

E.4.1 Измерение главных параметров во время испытания

В соответствии с 3.1 и 3.8.2.1 для каждой испытательной точки определяют средние значения измеряемых параметров:
- расход (3.2);
- давление в измеряемых сечениях высокого и низкого давления (или дифференциальное давление между сечениями 1 и 2 и давление всасывания в сечении 2) (3.3 – 3.5);
- крутящий момент (3.6);
- скорость вращения (3.7);
- температура воды испытательного цикла;
- температура окружающей среды;
- температура инструмента;
- окружающее давление.

Калибровка всех измерительных инструментов должна быть доступной для проверки (2.3.3.1.5). Для условий испытаний значения постоянных, необходимых для расчетов например: g (2.5.2), ρ (2.5.3.1), z_c (2.3.1.5.1), p_{va} (2.5.3.4), ν (2.5.3.3), длина рычагов (3.6.2.1), T_{Lm} (3.6.5.3) должны быть известны или вычислены.

E.4.2 Погрешности

E.4.2.1 Систематическая погрешность измеряемых величин

Значения систематической погрешности, необходимые для определения зоны погрешности, должны быть установлены и согласованы для каждого параметра (3.9.2.2.2 и приложение J).

E.4.2.2 Случайная погрешность измеряемых величин

Значение случайной погрешности должно быть вычислено на основании испытаний либо вблизи максимально КПД или при частичной нагрузке (2.3.2.3.1, 3.9.2.2.1 и приложение L).

E.4.2.3Общая погрешность

Общая погрешность – комбинация систематической и случайной погрешности определяет полосу погрешности кривых, используемых для сравнения с гарантиями (3.9.2.2.4 и 3.10.2).

E.4.3 Вычисление значений, связанных с главными гидравлическими характеристиками

Используя перечисленные постоянные и описанные измерения, используя данные о калибровке и зависимостях, приведенных в 2.4.1.1 для вычисления гидравлической эффективности, вычисляются значения ρ_M, Q_M, E_M, P_{mM}, η_{hM}, $NPSE_M$ и Re_M.

E.4.4 Вычисление безразмерных факторов или коэффициентов числа Тома

Используя зависимости 1.3.3.12, могут быть вычислены значения Q_{nD}, E_{nD}, P_{nD} и σ_{nD} и/или Q_{ED}, n_{ED}, P_{ED} и σ.

E.4.5 Определение δ_{ref} для вычисления масштабного эффекта

Должны быть определены особыми испытаниями значения η_{hMopt} и значения Re_{Mopt}, при котором они измеряются. Из них значение δ_{ref}, которое будет использовано в формуле 3.8.2.2 для вычисления масштабированной эффективности, может быть определено формулой, данной в подпункте (см. также приложение F).

E.4.6 Вычисление эффективности и коэффициентов мощности, отнесенных к Re_{M^*}

Эта процедура вычисления может быть применена как альтернатива другим, описанным в блок-схеме рисунка 62. Значения η_{hM^*}, P_{nD^*} и P_{ED^*} (3.8.2.2.3) могут быть вычислены и затем могут быть получены все рабочие кривые, зависящие от R_{eM^*} (3.8.2.2 и 3.8.2.2.3).

Когда гарантия дана для КПД модели при особых значениях Re_{Msp}, Re_{M^*} может быть принято равным Re_{Msp} (4.4.1.4 и 3.8.3.3.5).

E.4.7 Коррекция измеренных значений в зависимости от влияния кавитации

Для испытаний эффективности см. 2.3.3.3.5 и 3.8.2.3.7. Для угонных испытаний см. 2.3.3.3.7 и 3.8.3.2.

E.5 Вычисление параметров опытного образца натурной машины

Приведена блок-схема на рисунке 62. Для установившегося режима при заданном n_p в соответствии с 3.8.2.4 и 3.8.2.5, с учетом масштабной поправки $(\Delta\eta_h)_{M\rightarrow P}$ и влияния кавитации (3.8.2.4.2), вычисляются значения Q_P, E_P, P_{mP}, $NPSE_P$ и η_{hP}.

Эффективность η_P и механическая мощность P_P опытного образца натурной машины должны быть вычислены, принимая во внимание потери механической энергии опытного образца натурной машины (1.3.3.8.4, 1.4.2.1.1 и 3.10.3.4) и вентиляционные потери электрической машины (см. приложение G).

Для операции угона для вычисления $n_{R,P}$, $Q_{R,P}$ и $NPSE_P$ см. 3.8.3.3 и 3.8.3.4.

Влияние кавитации на установившуюся скорость угона рассматривается в 3.8.3.2.

E.6 Построение диаграммы результатов модели или опытного образца натурной машины

Точки и/или кривые модели или опытного образца натурной машины строятся на основе достаточного числа испытательных точек (3.8.2.3 и 3.10.2), из которых удалены точки выбросов измерений (3.9.1.3.1). Пример построения интерполяционной кривой дан в приложении H.

Вышеупомянутые точки или кривые построены с полосой погрешности, необходимой (3.10.2) для сравнения с гарантиями.

E.7 Сравнение с гарантиями

Выполнение гарантий будет установлено, как обрисовано в общих чертах в 3.10.3.1–3.10.3.3.

Для применения штрафов и премий, если таковые имеются, см. 3.10.3.5.

E.8 Заключительный протокол

Заключительный протокол испытаний, содержащий ежедневные записи и документированные результаты испытаний подписывается сторонами в конце приемочных испытаний (2.3.3.3.9). Подписание заключительного протокола завершает приемочные испытания модели. Все гарантии, которые должны были быть проверены, должны быть отражены в протоколе. В протоколе должно быть четко установлено: выполнена ли каждая гарантия.

E.9 Отчет о заключительном испытании

Отчет (2.3.3.5) о заключительном испытании должен содержать все документы, имеющие отношение к официальным испытаниям и будет закончен после испытаний в течение взаимно согласованного времени (обычно два месяца).

Приложение F
(обязательное)

Масштабирование КПД (гидравлической эффективности) реактивных машин

F.1 Основные утверждения и предположения

Заявления и формулы в этом приложении действительны только для реактивных машин[1)]) (для ковшовых турбин см. приложение K). Масштабирование гидравлической эффективности реактивных машин основано на зависимости от потерь трения при числе Рейнольдса Re.

Масштабирование в этом стандарте применяется только к эффективности и механической мощности рабочего колеса, и не относится к расходу или удельной гидравлической энергии (напору). Применяемый метод оценки основан на предположении, что смоченные поверхности являются гидравлически гладкими и не испытывают влияние шероховатости или других эффектов[2)]).

В формуле масштабирования (см. F.3) образец кривой масштабируемых потерь (0,16) и отношение масштабируемых потерь к общей сумме потерь V_{ref} является средним значением, полученным путем:

a) испытаний модели при различных числах Рейнольдса на моделях с гидравлически гладкими поверхностями;

b) сравнения испытаний эффективности на моделях и гомологичных опытного образца натурной машины, имеющих шероховатость поверхности согласно 2.2. Шероховатость поверхности, как требуется в 2.2.3.3, не всегда гидравлически гладкая.

Пока отклонения в геометрическом подобии зазоров лежат внутри пределов, определенных в 2.2.2.1.6 (см. также 2.2.2.1.7 и 2.2.2.2.5), формула масштабирования КПД, приведенная ниже, остается действительной.

Традиционно считается, что увеличение КПД $\Delta\eta_h$ вычислено в точке максимума КПД модели и применяется это значение в диапазоне гарантируемых КПД при условии, что КПД не зависит от кавитации (3.8.2.4.2). Оптимальная гидравлическая эффективность не должна зависеть от кавитации.

F.2 Величина относительных масштабируемых потерь в диапазоне гарантируемых эффективностей

Для гидравлической машины величина относительных масштабируемых потерь δ в зависимости от числа Рейнольдса Re совпадает с диапазоном R гарантируемых эффективностей (диапазон R показан схематично на рисунке F.1).

Это означает, что для постоянного числа Рейнольдса, например Re_M, величина относительных масштабируемых потерь δ постоянна для каждой рабочей точки в пределах диапазона R, тогда как величина не масштабируемых потерь δ_{ns} зависит от величины относительной общих потерь $(1 - \eta_h)$ рабочей точки.

[1)] Для реактивных машин специального дизайна см. таблицу 7, примечание 1 из 6.8.2.2.1.

[2)] Хотя были представлены различные процедуры рассмотрения масштабных эффектов с удельной гидравлической энергией, расходом или эффектом шероховатости, еще нет общего правила определения величины этих эффектов. Для большей информации, см. ссылки в F.5.

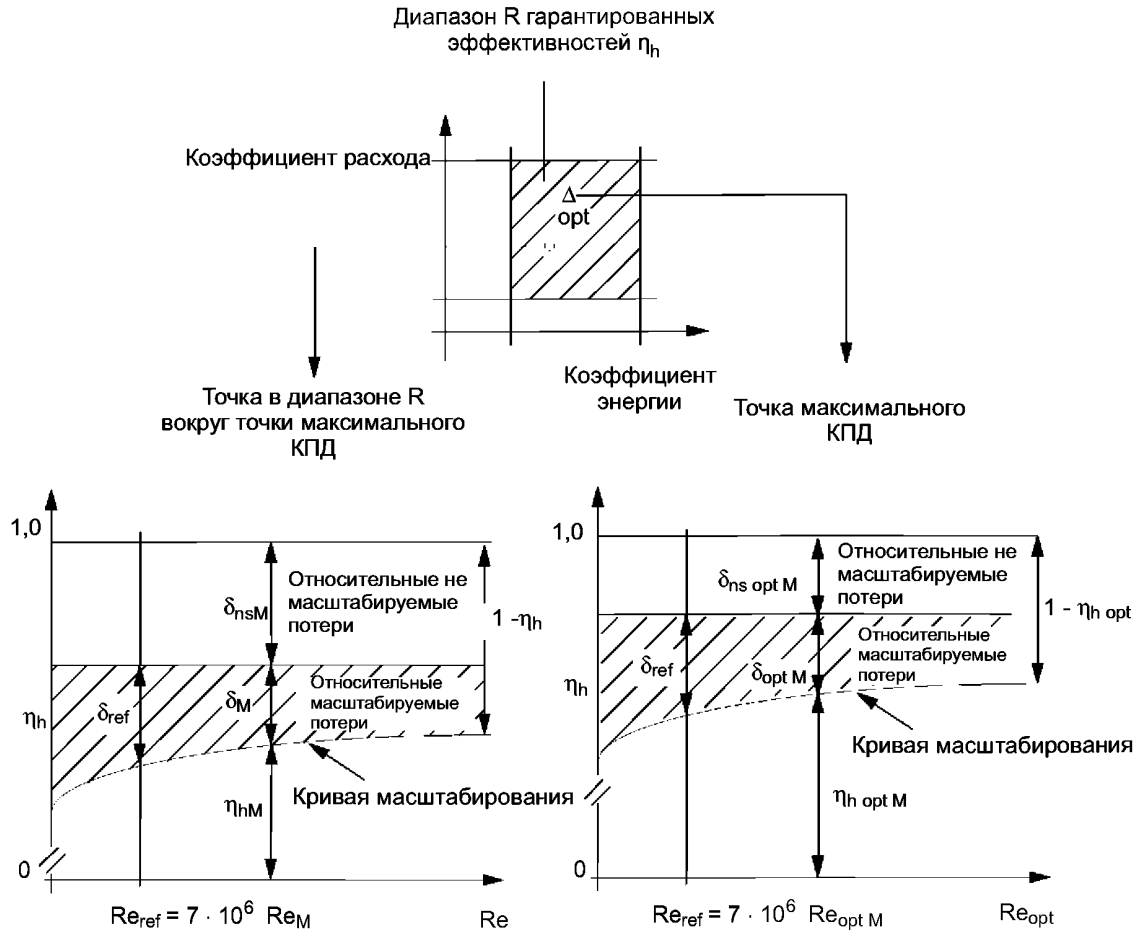


Рисунок F.1 – Изменение относительных масштабируемых потерь

F.3 Отклонение общей формулы масштабирования

Две точки A и B, представляющие гидравлически подобные эксплуатационные режимы, согласно предположениям в 2.3.1.2 показаны на рисунке F.2.

Относительные масштабируемые потери для чисел Рейнольдса Re_{ref}, Re_A и Re_B (см. рисунок F.2) связанны следующим образом:

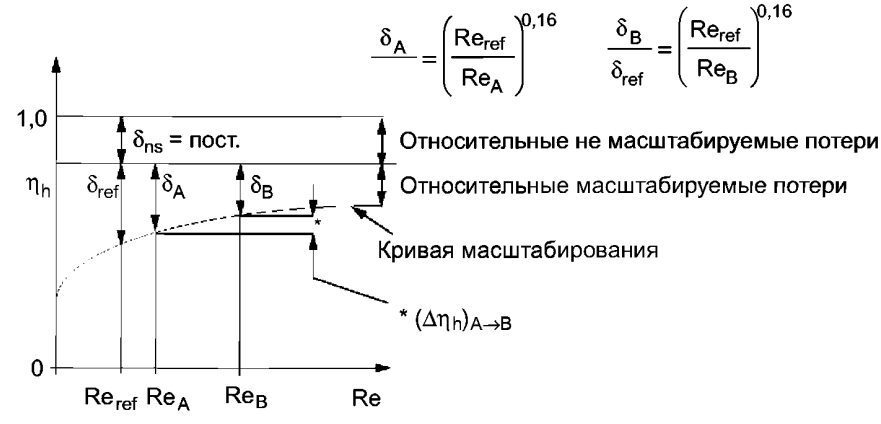


Рисунок F.2 – Изменение эффективности в гидравлически подобных эксплуатационных режимах A и B, имеющих различные значения Re

Используя $(\Delta\eta_h)_{AB}=\delta_A-\delta_B\rightarrow$
Получается следующая общая формула пересчета

$$(\Delta\eta_h)_{A\rightarrow B}=\delta_{ref}\left[\left(\frac{\mathrm{Re}_{ref}}{\mathrm{Re}_A}\right)^{0,16}-\left(\frac{\mathrm{Re}_{ref}}{\mathrm{Re}_B}\right)^{0,16}\right],$$

частными случаями которой являются формулы, указанные в 3.8.2.2 и 3.8.2.4.1.

Используя предположения F.1 и 3.8.2.2.2 для точки оптимального КПД, получаем следующие три уравнения

$$\frac{\delta_{\text{opt M}}}{\delta_{ref}}=\left(\frac{\mathrm{Re}_{ref}}{\mathrm{Re}_{\text{opt M}}}\right)^{0,16}$$

$$v_{ref}=\frac{\delta_{ref}}{\delta_{ref}-\delta_{ns\ \text{opt M}}}$$

$$\delta_{\text{opt M}}+\delta_{ns\ \text{opt M}}=1-\eta_{h\ \text{opt M}},$$

где три неизвестных величины:

- δ_{optM} – относительные масштабируемые потери в точке оптимальной эффективности;
- δ_{nsoptM} – относительные не масштабируемые потери в точке оптимальной эффективности;
- δ_{ref} – относительные масштабируемые потери в точке Re_{ref} с $\delta_{ref}=(1-\eta_{href})\cdot V_{ref}$.

Результат – уравнение, данное в 3.8.2.2

$$\delta_{ref}=\frac{1-\eta_{h\ \text{opt M}}}{\left[\left(\frac{\mathrm{Re}_{ref}}{\mathrm{Re}_{\text{opt M}}}\right)^{0,16}+\frac{1-V_{ref}}{V_{ref}}\right]}.$$

F.4 Определение увеличения эффективности от модели до опытного образца натурной машины

Предполагается, что число Рейнольдса опытного образца натурной машины Re_P есть постоянная величина в пределах диапазона гарантии и что значение δ_{ref} определено согласно 3.8.2.2.1.

Если эффективность модели отнесена к постоянному числу Рейнольдса Re_{M^*}, для вычисления увеличения эффективности $(\Delta\eta_h)_{M^*\rightarrow P}$ применима следующая формула. (В пределах всего диапазона гарантии рассматривается только одно постоянное значение).

$$(\Delta\eta_h)_{M^*\rightarrow P}=\delta_{ref}\left[\left(\frac{\mathrm{Re}_{ref}}{\mathrm{Re}_{M^*}}\right)^{0,16}-\left(\frac{\mathrm{Re}_{ref}}{\mathrm{Re}_P}\right)^{0,16}\right].$$

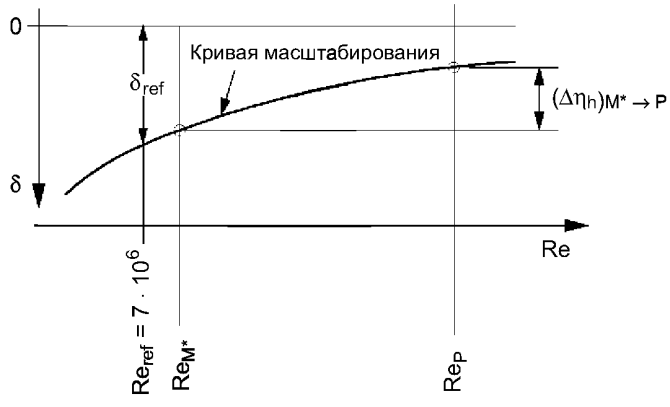


Рисунок F.3 – Масштабированная эффективность при постоянном Re_{M^*} к постоянному Re_P

Если эффективность модели измерена при различных числах Рейнольдса Re_M, для вычисления значения увеличения эффективности $(\Delta\eta_h)$ M_{iP} для каждого значения Re_{Mi} используется следующая формула. В пределах диапазона гарантии рассматривается больше, чем одно значение.

$$(\Delta\eta_h)_{M_i \rightarrow P} = \delta_{ref}\left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{Mi}}\right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P}\right)^{0,16}\right]$$

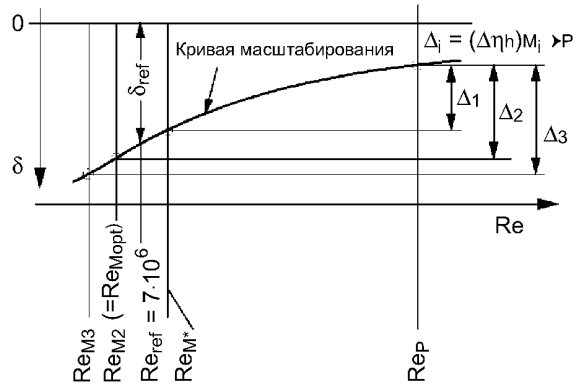


Рисунок F.4 – Масштабированная эффективность из переменного Re_M к постоянному Re_P

F.5 Библиография

F.5.1 Osterwalder, J., «Efficiency scale-up for hydraulic turbo machines with due consideration of surface roughness», Journal of Hydraulic Research 16 (1978) No. 1, pp. 55 to 76.

F.5.2 Ida, T., Recent research of scale effects on performance characteristics of hydraulic turbo machines, Kanagawa University, Yokohama, April 1983.

F.5.3 Osterwalder, J., Hippe L., «Guidelines for efficiency scaling process of hydraulic turbo machines with different technical roughness of flow passages», Journal of Hydraulic Research 22 (1984), No. 2, pp. 77 to 102.

F.5.4 Ida, T., «Scale effects of water turbine performances considering only surface roughness», Proceedings from 14th Symposium IAHR 1988, pp. 813 to 824.

F.5.5 Henry, P., Leroux, A., Levesque, J.M., Miron, J.G., «Performance of the LG-4 turbines», Proceedings from 14th Symposium IAHR 1988, pp. 787 to 799.

F.5.6 Ida, T., «New formula for efficiency step-up of hydraulic turbine», Proceedings from 17th Symposium IAHR 1994, pp. 827 to 840.

F.5.7 Nichtawitz, A., «Discussion on step-up procedures in hydraulic machines», Proceedings from 17th Symposium IAHR 1994, pp. 841 to 852.

F.5.8 Spurk, J.H., Grein, H., «Performance conversion method for hydraulic turbines and pumps», Water Power & Dam Construction, (1993-11), pp. 42-49.

F.5.9 Fay, Á.Á., «On the accuracy of hydro turbine performance prediction based on model tests», Modelling, Testing & Monitoring for Hydro Powerplants, Budapest, Hungary, July
1994, pp. 425-434.

Приложение G
(обязательное)

Вычисление угонных характеристик опытного образца натурной машины с учетом трения и вентиляционных потерь агрегата

Максимальная угонная скорость опытного образца натурной машины и расход, вычисленный на основе модельных испытаний согласно 3.8.3.3, должны быть скорректированы с учетом потерь трения в подшипниках и уплотнениях агрегата, вентиляционных потерь электрической машины, которые уменьшают максимальную угонную скорость из $n_{Rmax,P}$ к $n'_{Rmax,P}$.

Процедура следующая.

Используя измеренные значения в точках X_1, X_2, X_3 и т.д. при постоянном открытии НА или положении иглы в диапазоне близком к рабочему колесу, строят кривую $P_{mP}(n_P)$ для турбины одинарного регулирования (см. рисунок G.1). Если выбранное открытие соответствует угонной скорости ($\alpha=\alpha_{max}$ обычно для радиально-осевых турбин), точка Y на пересечении кривой P_{mP} (n_P) с кривой ($P_{Lm}+P_W$) (n_P) представляет собой сумму потерь от трения в подшипниках, уплотнениях вала агрегата и вентиляционных потерь в электрической машине[1)] при максимальной ожидаемой установившейся угонной скорости агрегата $n'_{Rmax,P}$. Для турбины двойного регулирования процедура, описанная выше, должна быть выполнена для каждого угла разворота лопастей рабочего колеса. Среди них следует определить максимальное значение $n'_{R,P}$.

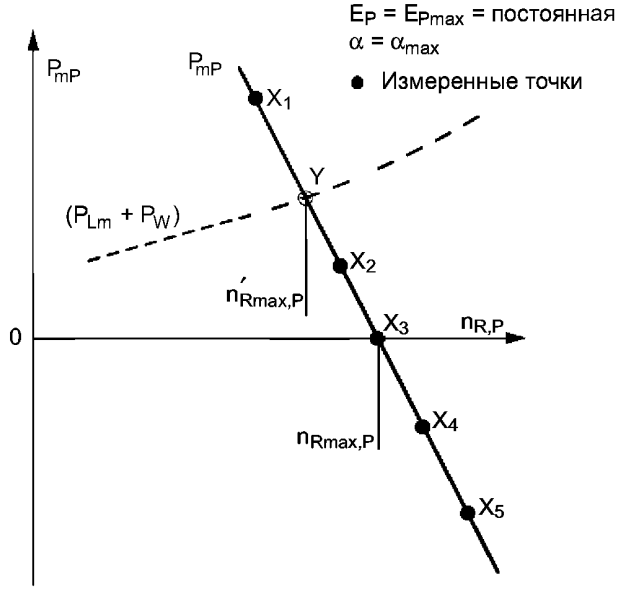


Рисунок G.1 − Турбина одинарного регулирования. Определение максимальной угонной скорости опытного образца натурной машины с учетом трения и вентиляционных потерь агрегата

[1)] Для определения этих потерь см. МЭК 60041.

Приложение Н
(справочное)

Пример определения оптимально плавной кривой: метод отдельных сегментов

Н.1 Предпосылка

В испытаниях модели в отличие от испытания опытного образца натурной машины измеряется большое число рабочих точек и иногда эти точки находятся очень близко друг к другу. Кроме того, диапазон испытаний распространяется за пределы гарантируемого диапазона, но измеряемые точки в основном лежат в пределах диапазона гарантий.

В этом случае классический метод наименьших квадратов, основанный на единственной функции, не сможет определить лучшую кривую, проходящую через точки: если увеличивать степень интерполяционного полинома, кривая будет проходить ближе к точкам, но может отклоняться (иногда сильно) от ожидаемой формы. Так как математическая функция, отражающая физическое явление, в большинстве случаев неизвестна, более удобно определять лучшую кривую по нескольким группам экспериментальных точек, разделив экспериментальный диапазон на сегменты. Тогда при применении метода наименьших квадратов к каждому сегменту степень интерполяционных полиномов будет ниже, т.е. получающиеся кривые будут более гладкими.

Известны несколько численных методов построения кривых интерполяции. Есть методы, основанные на:

- нормальной сплайн-функции;
- B-сплайне;
- многомерной интерполяции.

Ниже описан модифицированный метод «ближайшего соседа» – метод интерполяции, при котором в качестве промежуточного значения выбирается ближайшее известное значение функции.

Примечание – Методы измерения, примененные сегодня, приводят к относительно маленькой случайной погрешности. Поэтому, процесс сглаживания может ограничиваться усреднением измерений на нескольких точках вокруг данной операционной точки.

Н.2 Принцип метода

Вдоль абсциссы определена серия интервалов. Три смежных интервала (1, 2, 3 на рисунке Н.1) формируют диапазон, в котором применен метод наименьших квадратов, но непосредственно этим путем определен только центральный сегмент 2 кривой. Для получения серии сегментов («a» на рисунке Н.2) процедура повторяется при переходе двумя шагами влево и вправо. Остающиеся интервалы заполняются сегментами кривой («b» на рисунке Н.2), проходящими через крайние точки сегментов с одинаковыми производными. Два крайних сегмента в концах испытательного диапазона определены методом наименьших квадратов («c» на рисунке Н.2) с теми же самыми коэффициентами, как в смежном сегменте.

Степень 3 принимается, как правило, для полиномов в сегментах обоих типов a и b. В зависимости от расположения точек и ширины интервалов может оказаться, что есть достаточно точек для определения группы только из двух интервалов (не трех) в конце диапазона испытаний, где должен быть применен метод наименьших квадратов. В этом случае, степень полинома уменьшается до 2.

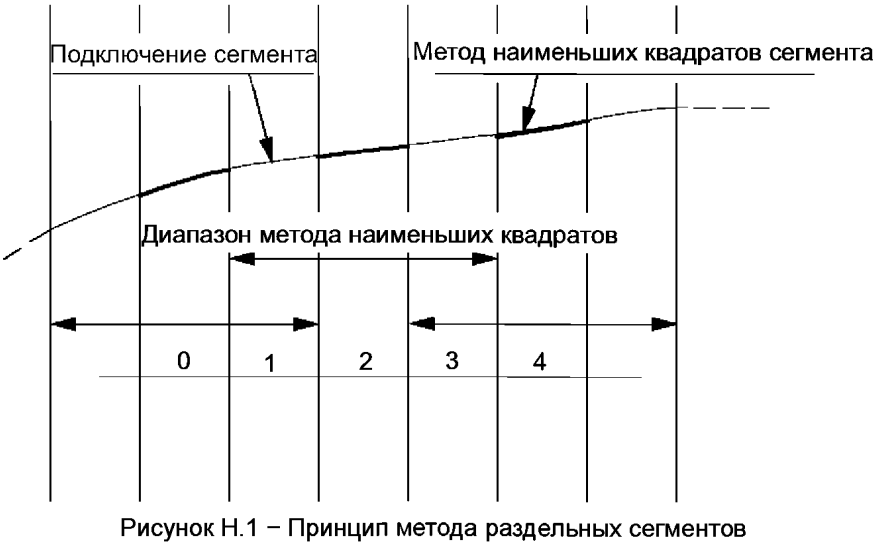


Рисунок Н.1 – Принцип метода раздельных сегментов

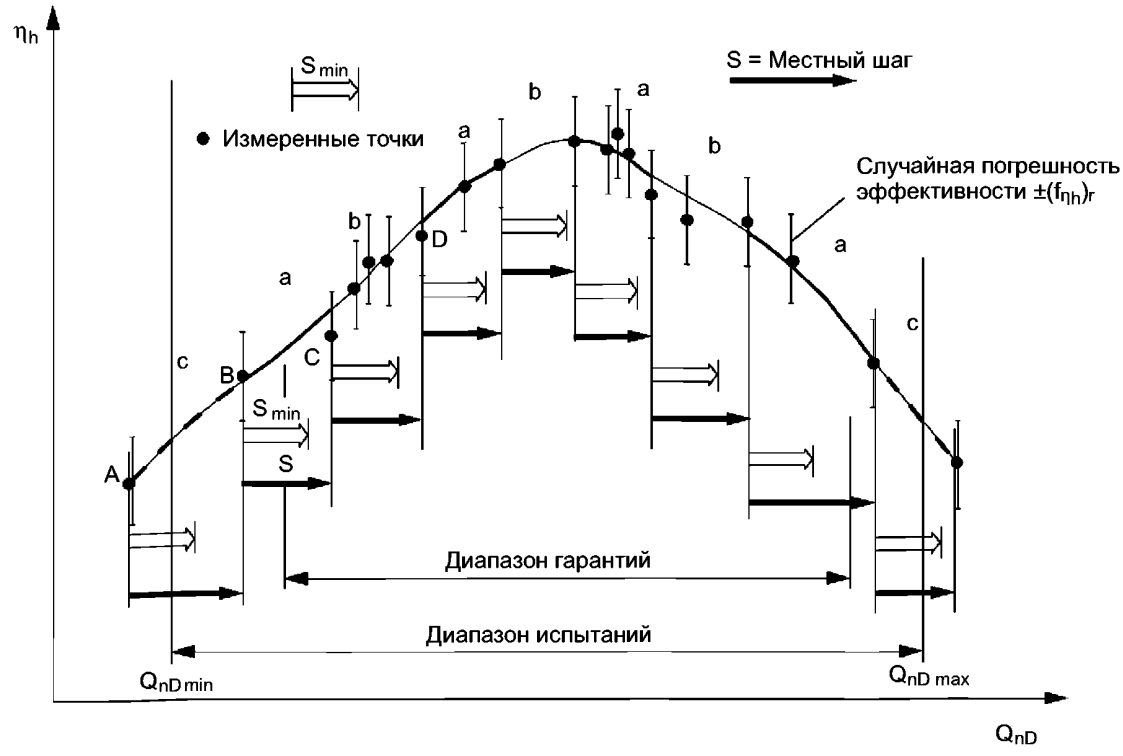


Рисунок Н.2 – Пример определения интервалов

Н.3 Выбор минимальной ширины интервалов

Необходимо принять значение s_{min} минимальной ширины интервала. Значение s_{min} должно быть достаточно маленьким, чтобы дать хорошее приближение кривой интерполяции. Выбор s_{min} и число интервалов влияют на форму кривой:

- выбор слишком большого значения s_{min} может привести к ошибочно гладкой кривой, которая не отражает фактическое физическое явление;
- выбор слишком маленького значения s_{min} отражает случайный разброс измеренных точек, а не физическую картину.

Выбор величины s_{min} должен сделать руководитель испытаний, принимая во внимание, что кривая интерполяции должна лежать в границах случайной погрешности каждой измеренной точки (см. рисунок Н.2).

Например, рисуя кривую эффективности $\eta_h(Q_{nD})$ турбины одинарного регулирования (3.8.2.3.1), s_{min} может выбираться приблизительно равным $(Q_{nDmax} - Q_{nDmin})/10$, где Q_{nDmin} и Q_{nDmax} – предельные значения испытательного диапазона.

Н.4 Определение интервалов

Чтобы упростить нижеперечисленное утверждение, предполагается, что процесс начинается с левого конца диапазона испытаний, даже если для кривой эффективности может быть удобнее начинать с центра диапазона.

При переходе из первой измеренной точки могут наблюдаться два случая:

a) следующая точка лежит по оси абсцисс на расстоянии больше или равном s_{min}: локальный интервал s тогда определяется этими двумя точками (A и B на рисунке Н.2);

b) следующая точка лежит по оси абсцисс на расстоянии меньше, чем s_{min}: (движутся вправо), первая измеренная точка лежит на расстоянии от начальной точки большей, чем s_{min}; эта точка вместе с начальной точкой определяют ширину местного интервала s_{min} (C и D на рисунке Н.2).

Эта процедура продолжается до конца диапазона испытаний. Для метода наименьших квадратов с полиномом третьей степени, каждая группа из трех смежных интервалов должна содержать не менее четырех измеряемых точек.

Приложение J
(справочное)

Примеры анализа источников ошибки и оценки погрешности

Это приложение может использоваться для анализа источников ошибок, которые могут произойти во время испытания модели (см. таблицу 8 в 3.9.2.1). Содержит следующие три примера:

- пример анализа источников ошибки и оценки погрешности в измерениях физической величины (см. J.1);
- пример вычисления систематической погрешности при определении удельной гидравлической энергии, механической мощности рабочего колеса и гидравлической эффективности (см. J.2);
- пример вычисления систематической погрешности в определении чистой положительной удельной энергии (см. J.3).

Из-за различных способов измерения величин невозможно дать в этом стандарте общее определение соответствующих систематических ошибок. Для удельной гидравлической энергии, например, значение систематической погрешности зависит от инструментов и правил выбора инструментария в зависимости от значений удельной гидравлической энергии. При минимальных значениях удельной гидравлической энергии должны ожидаться большие значения погрешности $(f_E)_s$. По той же причине систематическая погрешность в определении чистой положительной удельной энергии выше, чем систематическая погрешность в определении удельной гидравлической энергии.

J.1 Пример анализа источников ошибки и оценки погрешности измерения физических величин[1)]

Следующий пример иллюстрирует, как различные источники ошибок, возникающие при измерениях, с помощью электронных устройств могут быть идентифицированы и соответствующие погрешности могут быть оценены и объединены.

Таблица 8 показывает пример этого анализа. Все значения, приведенные ниже, имеют погрешность при 95 %-ном доверительном уровне.

J.1.1 Ошибки, возникающие во время калибровки

J.1.1.1 Компонентные ошибки

a) Отклонение основного метода измерения – это систематический компонент внутренней ошибки основного метода калибровки $\pm f_a$.

Если измеряемая величина расход и если калибровка сделана методом взвешивания, а вторичный инструмент электронное устройство, основными источниками систематической ошибки первичного метода будет механика взвешивающей машины, ее надлежащая калибровка, работа отклонителя, хронометра, способ коррекции плавучести и определение плотности. Если все требования ИСО 4185 выполнены, погрешность метода взвешивания может быть оценена суммированием компонентов систематической погрешности различных источников ошибок.

b) Воспроизводимость основного метода – это случайный компонент внутренней ошибки основного метода, используемого для калибровки $\pm f_b$.

В примере пункта a) главные источники случайной ошибки первичного метода, когда используется метод взвешивания, являются разброс показаний взвешивающей машины (который может быть оценен по разбросу показаний во время калибровки взвешивающей машины) и воспроизводимости перемещения отклонителя.

c) Отклонение вторичного измерительного инструмента – это систематический компонент внутренней ошибки вторичного инструмента $\pm f_c$.

В примере пункта a) это систематическая ошибка в измерении выходного сигнала от электронного устройства.

d) Воспроизводимость вторичного инструмента – это случайный компонент внутренней ошибки вторичного инструмента $\pm f_d$.

В примере пункта a) это относится к случайной ошибке в измерении выходного сигнала и может быть оценено из разброса точек вокруг кривой калибровки.

e) Ошибки из-за физических явлений и величины влияния $\pm f_e$.

В этой категории могут быть различные источники ошибки. Для примера a):

- влияние расхода на отклик электронного устройства;
- неустойчивость потока;
- влияние физических свойств воды (проводимость, температура, и т.д.) на отклик электронного устройства;
- влияние внешних условий (колебания электропитания, окружающая температура, электромагнитное поле, и т.д.).

[1)] Все термины, использованные в этом приложении, определены в Международном словаре основных условий и общих терминов в метрологии (VIM).

Комбинация всех этих ошибок может привести к погрешности в расходе, которая будет частично систематической, а частично случайной.

f) Ошибки физических свойств: это ошибки, возникающие в определении физических величин при прямом измерении или при использовании международных стандартизированных данных ± f_f.

В примере пункта a) главный источник ошибки этого типа – определение плотности воды, когда объем расхода рассчитывается из массового расхода, измеренного взвешиванием.

J.1.1.2 Погрешность к калибровке

Все ошибки, упомянутые выше, маленькие, многочисленные и независимые друг от друга, соответствующие систематические и случайные погрешности могут быть объединены методом квадратного корня из суммы квадратов (как объяснено в 3.9.1.4) для получения конечной относительной погрешности в кривой калибровки

$$f_{cal} = \pm\left[(f_a)^2 + (f_b)^2 + (f_c)^2 + (f_d)^2 + (f_e)^2 + (f_f)^2\right]^{1/2}.$$

J.1.2 Ошибки, возникающие во время испытаний

J.1.2.1 Компонентные ошибки

g) Систематическая ошибка калибровки ± f_{cal}.

Хотя погрешность, определенная в J.1.1.2, частично систематическая и частично случайная, она становится полностью систематической ошибкой, когда предварительной определенная калибровка используется в последующих испытаниях.

h) Дополнительная систематическая ошибка – это систематический компонент внутренней ошибки вторичного инструмента, не покрытый калибровкой ± f_h.

j) Ошибки в физических свойствах ± f_j.

В определенных случаях, например в случае пункта J.1.1.1 a), эта категория ошибок может быть опущена.

k) Ошибки из-за физических явлений и величин влияния ± f_k.

Источники ошибки в этой категории совпадают с перечисленными в J.1.1.1 e), но их значения могут меняться в разных рабочих точках. Ими можно пренебречь, если условия калибровки полностью совпадают с условиями испытаний.

В противном случае они приводят к систематическому компоненту ± f_{ks} и случайному компоненту ± f_{kr}.

l) Случайная ошибка включает воспроизводимость вторичного инструмента ± f_l.

Эта ошибка может быть измерена во время испытаний. В примере J.1.1.1 a) это происходит еще раз подобным способом, как и во время калибровки.

J.1.2.1 Общая погрешность

Объединяя компонент погрешности, определенной методом квадратного корня из суммы квадратов, получается общая относительная погрешность:

- систематическая погрешность $f_s = \pm\left[(f_{cal})^2 + (f_h)^2 + (f_j)^2 + (f_{ks})^2\right]^{1/2}$;

- случайная погрешность $f_r = \pm\left[(f_{kr})^2 + (f_l)^2\right]^{1/2}$;

- общая погрешность $f_t = \pm\left[(f_s)^2 + (f_r)^2\right]^{1/2}$.

J.2 Пример вычисления систематической погрешности при определении удельной гидравлической энергии, механической мощности рабочего колеса и гидравлической эффективности

Предполагается, что методы измерения и их погрешности[1)], следующие.

J.2.1 Расход измеряется электромагнитным расходомером. Систематическая погрешность предполагается равной ± 0,20 %.

J.2.2 Давление в измеренных сечениях высокого и низкого давления измеряется манометром.

J.2.3 Удельная гидравлическая энергия, в этом случае она задана (см. рисунок 40)

$$E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho} + g \cdot (z_1 - z_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}.$$

[1)] Систематические погрешности зависят от многих факторов, поэтому предполагается, что значения будут рассмотрены только в качестве примеров.

Если, в общем виде, e_x есть абсолютная систематическая погрешность величины x (таким образом, систематическая погрешность $f_x = \frac{e_x}{x}$, тогда относительная систематическая погрешность в удельной гидравлической энергии[1]):

$$(f_E)_s = \pm\frac{(e_E)_s}{E} = \pm\left\{\frac{\left[\left(e_{pabs1}/\bar{\rho}\right)^2 + \left(e_{pabs2}/\bar{\rho}\right)^2 + (ge_{z1})^2 + (ge_{z2})^2 + \left(\frac{e_{v1}^2}{2}\right)^2 + \left(\frac{e_{v2}^2}{2}\right)^2\right]^{1/2}}{\frac{p_{abs1}-p_{abs2}}{\bar{\rho}} + g\cdot(z_1 - z_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}} + f_{\Delta E}\right\}.$$

Принимая:

p_{abs1} = 10,5·10^5 Па и f_{abs1}=±0,1 %; p_{abs2} = 0,5·10^5 Па и f_{abs2}=±0,2 %;

z_1 = 4 м и e_{z1}=±0,01 м; z_2 = 2 м и e_{z2}=±0,1 м;

v_1 = 6м·с$^{-1}$ и f_{v1}=±0,2 %; v_2 = 1,5 м·с$^{-1}$ и f_{v2}=±0,4 %;

$\bar{\rho}$ = 1000 кг·м$^{-3}$; g =9,81 м·с$^{-2}$ и если можно пренебречь погрешностью $\bar{\rho}$ и g, а $f_{\Delta E}$ = 0 (3.5.3), тогда

$$e_{pabs1}/\bar{\rho} = \left(p_{abs1}/\bar{\rho}\right)f_{pabs1} = \pm 10{,}5\cdot\left(10^5/10^3\right)\cdot(0{,}1/100) = \pm 1{,}05 \text{ Дж кг}^{-1};$$

$$e_{pabs2}/\bar{\rho} = \left(p_{abs2}/\bar{\rho}\right)f_{pabs2} = \pm 0{,}5\cdot\left(10^5/10^3\right)\cdot(0{,}2/100) = \pm 0{,}1 \text{ Дж кг}^{-1};$$

$$ge_{z1} = \pm 9{,}81\cdot 0{,}01 = \pm 0{,}1 \text{ Дж кг}^{-1};$$

$$ge_{z2} = \pm 9{,}81\cdot 0{,}01 = \pm 0{,}1 \text{ Дж кг}^{-1};$$

$$\frac{e_{v1}^2}{2} = v_1^2 f_{v1} = \pm 36\cdot 0{,}2/100 = \pm 0{,}072 \text{ Дж кг}^{-1};$$

$$\frac{e_{v2}^2}{2} = v_2^2 f_{v2} = \pm 2{,}25\cdot 0{,}4/100 = \pm 0{,}009 \text{ Дж кг}^{-1};$$

$$(f_E)_s = \pm\frac{\left[(1{,}05)^2 + (0{,}1)^2 + (0{,}1)^2 + (0{,}1)^2 + (0{,}072)^2 + (0{,}009)^2\right]^{1/2}}{(1050-50) + 9{,}81\cdot(4-2) + \frac{(36-2{,}25)}{2}} = \pm\frac{1{,}07}{1037} = \pm 0{,}1\%.$$

В этом случае относительная систематическая погрешность в удельной гидравлической энергии фактически равняется погрешности измерения давления.

J.2.4 Мощность − вращающий момент, измеренный первичным методом с систематической погрешностью в ± 0,14 %, скорости вращения, измеренной электронным счетчиком с систематической погрешностью в ± 0,075 %.

Систематическая погрешность мощности оценивается как

$$(f_P)_s = \pm\left[(0{,}14)^2 + (0{,}075)^2\right]^{1/2}\% = \pm 0{,}16\%.$$

J.2.5 Гидравлическая эффективность объединяет систематическую погрешность измеренных величин, систематическая погрешность в гидравлической эффективности оценивается как

$$\left(f_{\eta_h}\right)_s = \pm\frac{\left(e_{\eta_h}\right)_s}{\eta_h} = \pm\left[\left(f_Q\right)_s^2 + \left(f_E\right)_s^2 + \left(f_P\right)_s^2\right]^{1/2} = \pm\left[(0{,}2)^2 + (0{,}1)^2 + (0{,}16)^2\right]^{1/2}\% = \pm 0{,}27\%.$$

J.3 Пример вычисления систематической погрешности в определении чистой положительной удельной энергии

Предполагается, что методы измерения и их соответствующие погрешности[2], следующие.

J.3.1 Расход измеряют электромагнитным расходомером. Систематическая погрешность оценивается равной ± 0,20 %.

J.3.2 Давление в измеряемом сечении низкого давления, измеренное грузопоршневым манометром.

J.3.3 Чистая положительная удельная энергия в этом случае (см. рисунок 45) равна

[1] Фактически, эта формула только приближение, v_1^2 и v_2^2 не являются независимыми величинами.

[2] Систематическая погрешность зависит от многих факторов, поэтому значения, принятые здесь, нужно рассмотреть только в качестве примеров.

$$\mathrm{NPSE} = \frac{(p_{abs2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g \cdot (z_r - z_2).$$

Если, в общем виде e_x – абсолютная систематическая погрешность величины x (таким образом, относительная систематическая погрешность – $f_x = e_x/x$), тогда относительная систематическая погрешность чистой положительной удельной энергии

$$(f_{NPSE})_s = \pm\frac{(e_{NPSE})_s}{NPSE} = \pm\frac{\left[\left(\frac{e_{pabs2}}{\rho_2}\right)^2 + \left(\frac{e_{pva}}{\rho_2}\right)^2 + \left(\frac{e_{v2}^2}{2}\right)^2 + (ge_{zr})^2 + (ge_{z2})^2\right]^{1/2}}{\frac{(p_{abs2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g \cdot (z_r - z_2)}.$$

Предположим, что

$p_{abs2} = 0{,}2 \cdot 10^5$ Па и $f_{abs2} = \pm 0{,}3$ %; $z_r = 2$ м и $e_{zr} = \pm 0{,}01$ м;

$z_2 = 1$ м и $e_{z2} = \pm 0{,}01$ м; $v_2 = 1{,}5$ м·с$^{-1}$ и $f_{v2} = \pm 0{,}4$ %;

$\rho_2 = 1000$ кг·м$^{-3}$; $p_{va} = 0{,}03 \cdot 10^5$ Па; $g = 9{,}81$ м·с$^{-2}$ и погрешностью ρ_2, p_{va} и g можно пренебречь, тогда:

$$\frac{e_{pabs2}}{\rho_2} = \frac{p_{abs2}}{\rho_2} \cdot f_{pabs2} = \pm 0{,}2 \cdot \left(10^5/10^3\right)(0{,}3/100) = \pm 0{,}06 \text{ Дж кг}^{-1};$$

$$ge_{zr} = \pm 9{,}81 \cdot 0{,}01 = \pm 0{,}1 \text{ Дж кг}^{-1};$$

$$ge_{z2} = \pm 9{,}81 \cdot 0{,}01 = \pm 0{,}1 \text{ Дж кг}^{-1};$$

$$\frac{e_{v2}^2}{2} = \pm v_2^2 \cdot f_{v2} = \pm 2{,}25 \cdot 0{,}4 / 100 = \pm 0{,}009 \text{ Дж кг}^{-1};$$

$$(f_{NPSE})_s = \pm\frac{\left[(0{,}06)^2 + (0{,}1)^2 + (0{,}1)^2 + (0{,}009)^2\right]^{1/2}}{(20-3) + \frac{2{,}25}{2} - 9{,}81 \cdot (2-1)} = \pm\frac{0{,}1539}{8{,}315} = \pm 1{,}85\%.$$

Приложение К
(обязательное)

Масштабированная эффективность для ковшовых турбин Пелтона

Это приложение, основанное на теоретических соображениях и экспериментальных данных, суммирует лучшее приближение, доступное в настоящее время. В настоящее время исследовательская работа может привести к более точному масштабированию эффективности ковшовых турбин. В настоящее время рекомендуется применять формулу масштабирования, приведенную в К.2 для пересчета с модели на прототип.

К.1 Соображения подобия

Как может быть показано размерным анализом (см. приложение А к ссылке К.4.1), потери в ковшовых турбинах определяются пятью безразмерными параметрами:

- число Рейнольдса Re;
- число Фруда Fr;
- число Вебера We;
- фактор скорости n_{ED}, или коэффициент энергии E_{nD};
- удельный расход Φ_B, определенный следующим образом

$$\Phi_B = \frac{4Q}{z_o \cdot \pi \cdot (2E)^{1/2} \cdot B^2},$$

где Q – расход, $м^3с^{-1}$;

Z_0 – число сопел;

E – удельная гидравлическая энергия машины, Дж $кг^{-1}$;

B – ширина ковша, м, для определения вышеупомянутых безразмерных чисел используют следующие значения:

- $(2E)^{1/2}$ – характерная скорость v_c;
- ширина ковша B, как характерная длина L_c.

Для двух геометрически подобных ковшовых турбин (например, прототип машины и соответствующая модель машины), могут быть определены следующие отношения подобия:

$$c_{Fr} = \frac{Fr_P}{Fr_M} = \left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{B_M}{B_P}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{g_M}{g_P}\right)^{1/2}$$

$$c_{We} = \frac{We_P}{We_M} = \left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{B_P}{B_M}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\rho_P}{\rho_M}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\sigma^*_M}{\sigma^*_P}\right)^{1/2}$$

$$c_{Re} = \frac{Re_P}{Re_M} = \left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1/2} \cdot \frac{B_P}{B_M} \cdot \frac{\nu_M}{\nu_P}$$

Эти отношения используются для определения функций, которые описывают эффекты масштабирования эффективности двух геометрически подобных ковшовых турбин, работающих при том же самом факторе скорости n_{ED} или коэффициенте энергии E_{nD}, с определенным расходом Φ_B, являющимся самым важным параметром для C_{Re}, C_{Fr} и C_{We}. Функции определяются из анализа многочисленных результатов испытаний эффективности, выполненных с той же самой моделью в различных условиях испытания и из сравнения измеренных эффективностей опытного образца натурной машины и модели турбин, являющихся полностью или частично гомологичными.

Влияние числа Фруда на изменение гидравлической эффективности $\Delta\eta_h$ представлено на рисунке К.1, влияние числа Вебера – на рисунке К.2, числа Рейнольдса – на рисунке К.3.

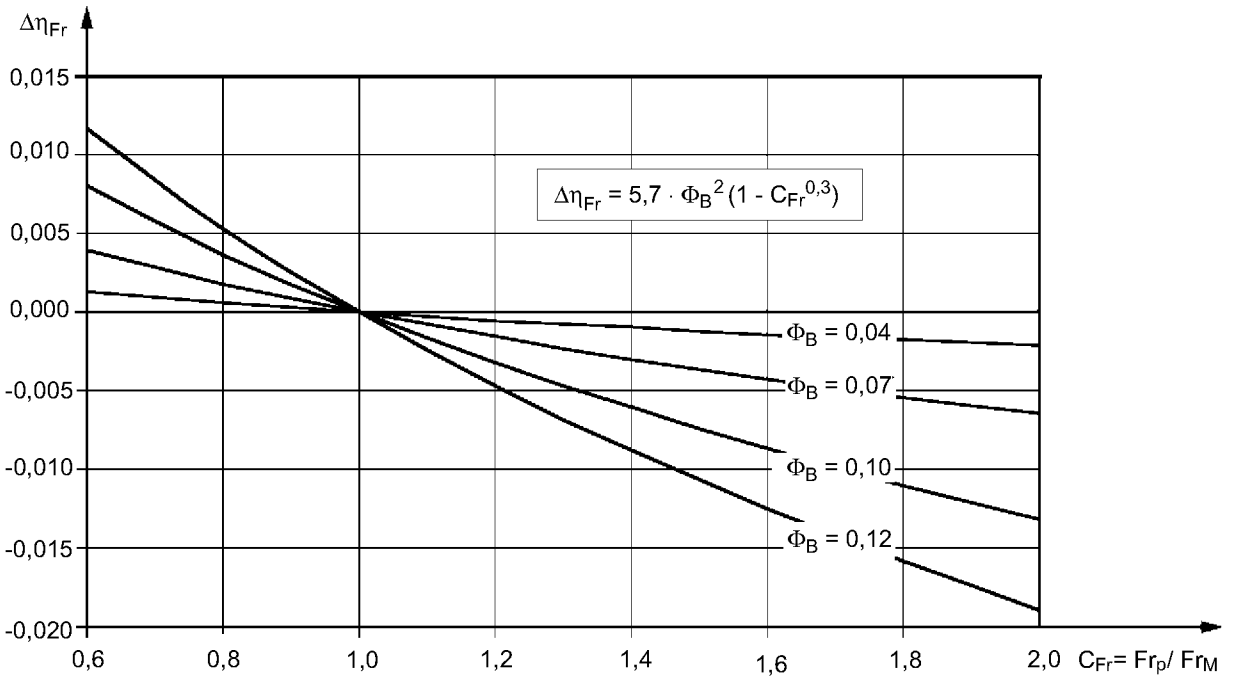


Рисунок К.1 – Влияние числа Фруда

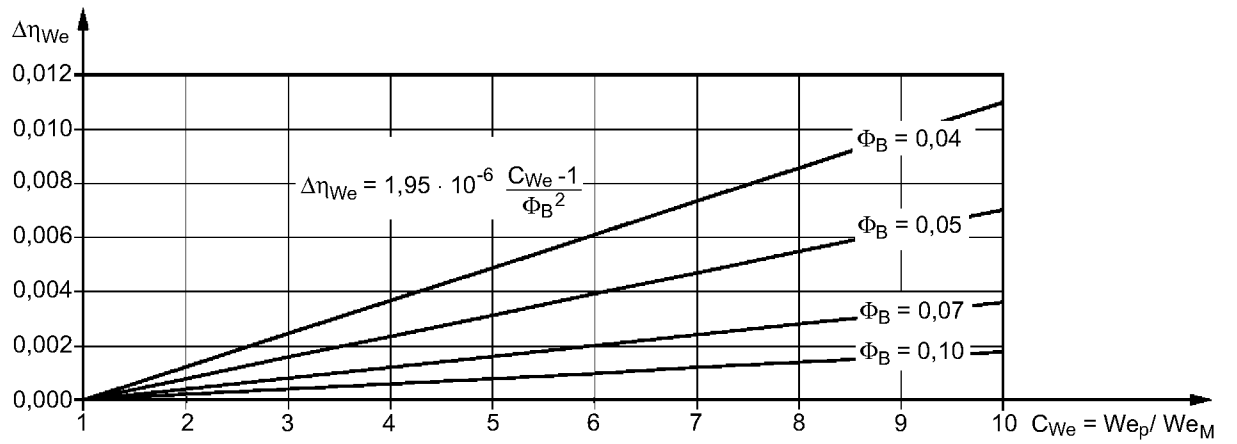


Рисунок К.2 – Влияние числа Вебера

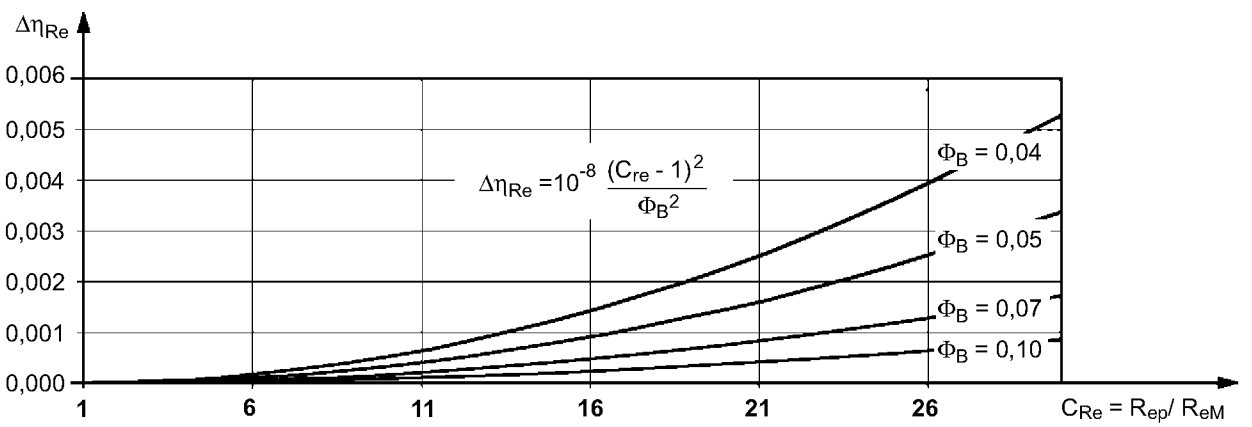


Рисунок К.3 – Влияние числа Рейнольдса

К.2 Порядок пересчета

Если гарантии отнесены к опытному образцу натурной машины, гидравлическая эффективность η_{hM} модели пересчитана на условия опытного образца натурной машины, используя следующую формулу

$$\Delta\eta_h = \eta_{hP} - \eta_{hM} = \Delta\eta_{Fr} + \Delta\eta_{We} + \Delta\eta_{\mathrm{Re}}$$

$$\Delta\eta_h = \eta_{hP} - \eta_{hM} = 5{,}7 \cdot \Phi_B{}^2 \left(1 - C_{Fr}{}^{0{,}3}\right) + 1{,}95 \cdot 10^{-6} \frac{C_{We} - 1}{\Phi_B{}^2} + 10^{-8} \frac{(C_{Re} - 1)^2}{\Phi_B{}^2}.$$

К.3 Числовые данные по поверхностному натяжению σ*

Температура θ, °С	Поверхностное натяжение σ*, Дж /м^2
5	0,0749
10	0,0742
15	0,0735
20	0,0728
25	0,0720
30	0,0712
35	0,0696

К.4 Библиография

К.4.1 Grein, H., Meier, J., Klicov, D., «Efficiency scale effects in Pelton turbines», Proceedings, Vol. II, IAHR Symposium, Montreal, Canada, 1986, paper No. 76.

К.4.2 Grein, H., Klicov, D., Wieser, W., «Efficiency scale effects in Pelton turbines». Water Power & Dam Construction, May 1988, p. 32.

К.4.3 Handbook of chemistry and physics, editor Robert C. West, 58th edition 1977-78, CRC Press Inc., Cleveland, Ohio.

Приложение L
(обязательное)

Анализ случайной погрешности для испытания при постоянных рабочих условиях[1)]

Повторные измерения в одной рабочей точке могут различаться. Среднее значение этих измерений дает лучшее приближение к истинному значению параметра, чем каждое индивидуальное измерение. Точность среднего значения зависит от числа измерений и их отклонений от среднего (разброса).

Можно статистически оценить погрешность измерения переменной, если ошибка чисто случайна. Для этого необходимо вычислить стандартное отклонение и выбрать доверительный уровень, который применим к погрешности. В данном стандарте используется 95 %-ный доверительный уровень.

L.1 Стандартное отклонение

Величина стандартного отклонения σ любого измеренного параметра редко известна точно, обычно только имеется только оценка s и σ, полученная на основе ограниченного числа наблюдений.

Если ошибка в измерении величины Y является чисто случайной, то стандартное отклонение[2)] распределения результатов s_Y при n независимых измерениях определяется уравнением

$$s_Y = \left[\frac{\sum_{r=1}^{n} \left(Y_r - \overline{Y}\right)^2}{n-1} \right]^{1/2},$$

где $\overline{Y}$ – среднеарифметическое за n измерений переменной Y;

Y_r – величина, полученная r^{th} измерением переменной Y;

n – общее число измерений переменной Y.

Для краткости s_Y обычно называется стандартным отклонением Y. Квадрат стандартного отклонения s^2_Y называется дисперсией.

Случайная ошибка в результате может быть уменьшена за счет большего числа измерений и использования их среднего арифметического значения, так как стандартное отклонение среднего из n независимых измерений в $\sqrt{n}$ раз меньшие, чем стандартное отклонение индивидуальных измерений.

Таким образом, стандартное отклонение среднего $s_{\overline{Y}}$ равно

$$s_{\overline{Y}} = \frac{s_Y}{\sqrt{n}}.$$

L.2 Доверительный уровень

Если известно истинное стандартное отклонение σ_Y (при n, стремящемся к бесконечности, s_Y приближается к σ_Y), доверительный уровень может быть связан с погрешностью измерений как обозначено в таблице L.1.

Таблица L.1 – Доверительный уровень

Погрешность	Доверительный уровень
$\pm 0{,}674 \cdot \sigma_Y$	0,50
$\pm 0{,}954 \cdot \sigma_Y$	0,66
$\pm 1{,}960 \cdot \sigma_Y$	0,95
$\pm 2{,}576 \cdot \sigma_Y$	0,99

Пример – Интервал $Y_r \pm 1{,}96 \cdot \sigma_Y$ содержит 95 % значений переменных Y, значение σ_Y независимо. Тогда вероятность попадания в интервал $Y_r \pm 1{,}96\ \sigma_Y$, не включая истинного значения, будет равна 0,05.

Практически можно получить только оценку стандартного отклонения, так как для точного ее определения потребовалось бы бесконечное число измерений. Для определения доверительного уровня на малых выборках следует пользоваться t-распределением Стьюдента.

---

1) Текст этого приложения основан на ИСО 5168.

2) Стандартное отклонение, более точно – предполагаемое стандартное отклонение.

L.3 t-распределение Стьюдента

На 95 %-ном доверительном уровне погрешность может быть найдена следующим образом:

a) если n − число измерений, (n−1) − число степеней свободы ν;

b) значение t для соответствующего числа степеней свободы взято по таблице L.2;

c) стандартное отклонение s_Y распределения измерений величины Y вычислено в соответствии с L.1;

d) диапазон значений, в пределах которого любое измерение (ожидается) будет входить в 95 %-ный доверительный интервал

$$\overline{Y} \pm t \cdot s_Y ;$$

e) различие между новым значением и средним должно быть менее

$$t \cdot s_Y \cdot \sqrt{1+1/n} ;$$

f) диапазон значений, в пределах которых истинное значение переменной (ожидается) лежит в 95 %-ном доверительном интервале, то есть полоса погрешности, определяется соотношением

$$\overline{Y} \pm \frac{t \cdot s_Y}{\sqrt{n}} = \overline{Y} \pm t \cdot s_{\overline{Y}}.$$

Таблица L.2 – Значения t-распределения Стьюдента

Степени свободы x= n − 1	Значения t-распределения Стьюдента	$\frac{t}{\sqrt{n}}$
	Для 95 %-ного доверительного уровня	
1	12,706	8,984
2	4,303	2,484
3	3,182	1,591
4	2,776	1,241
5	2,571	1,050
6	2,447	0,925
7	2,365	0,836
8	2,306	0,769
9	2,262	0,715
10	2,228	0,672
11	2,201	0,635
12	2,179	0,604
13	2,160	0,577
14	2,145	0,554
15	2,131	0,533
20	2,086	0,455
30	2,042	0,367
60	2,000	0,256
∞	1,960	0

Для других значений ν t-распределение может быть вычислено по следующей эмпирической формуле

$$t = 1{,}96 + 2{,}36/\nu + 3{,}2/\nu^2 + 5{,}2/\nu^{3{,}84} .$$

L.4 Максимально допустимое значение случайной погрешности

Если необходимый диапазон принятой случайной погрешности, связанной с ¥, является ± $e_{гмах}$, то $e_r = \frac{t \cdot s_Y}{\sqrt{n}}$ не должен превышать e_{rmax}.

Иначе, для значения e_{rmax}, связанного с 95 %-ным доверительным уровнем, предполагаемое стандартное отклонение s_Y не должно превышать значения

$$s_{Y\max} = \frac{e_{r\max} \cdot \sqrt{n}}{t} .$$

Для удобства, значения $\frac{t}{\sqrt{n}}$ сведены в таблицу L.2

Среднее значение ряда точек, которые соответствуют вышеупомянутым критериям, будет допустимо. Таблица L.2 применяется только к повторяющимся точкам при постоянных условиях.

L.5 Пример вычисления

Следующий пример иллюстрирует вычисление предполагаемого стандартного отклонения и погрешности для n = 8 наблюдений величины Y.

Таблица L.3

Измеренные значения Y_i	$Y - Y_i$	$(Y - Yi)^2$
92,80	−0,15625	0,024414
92,70	−0,05625	0,003164
92,60	+0,04375	0,0019141
92,50	+0,14375	0,0206641
92,70	−0,05625	0,0031641
92,75	−0,10625	0,0112891
92,50	+0,014375	0,0206641
92,60	+0,04375	0,0019141

$$\overline{Y} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} Y_i = 92{,}64375 \qquad \sum_{i=1}^{n}\left(\overline{Y} - Y_i\right)^2 = 0{,}0871876\,.$$

Предполагаемое стандартное отклонение измерений

$$s_Y = \sqrt{\frac{\sum\left(\overline{Y} - Y_i\right)^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{0{,}0871876}{8-1}} = 0{,}111604\,.$$

Случайная погрешность, связанная со средним значением на 95 %-ном доверительном уровне

$$\left(e_Y\right)_r = \pm\frac{t \cdot s_Y}{\sqrt{n}} = \pm 0{,}111604 \times 0{,}836 = \pm 0{,}0933 \qquad \left(f_Y\right)_{r95} = \frac{\left(e_Y\right)_r}{\overline{Y}} = \pm\frac{0{,}0933}{92{,}6437} = \pm 0{,}1\%\,.$$

В случае если измерение является эффективностью, необходимо проверить не превышает ли величина наблюдаемой случайной погрешности $(f_{\eta h})_r$ максимальную допустимую случайную погрешность, согласованную до испытания (3.9.2.2.1).

Приложение М
(обязательное)

Расчет числа Тома для станции σ_{pl}

М.1 Определение σ_{pl}, NPSE и NPSH

Эти термины рассматриваются в привязке к стороне низкого давления турбины и напрямую связаны с явлением кавитации. Символ σ_{pl} обозначает диапазон числа Тома для условий станции и определяется следующим образом

$$\sigma_{pl} = \frac{NPSE}{E} = \frac{NPSH}{H}$$

Примечание – В МЭК 60041 (11.3) дается разъяснение различных вариантов расчета NPSE для опытного образца натурной машины, как это иллюстрируется и поясняется ниже по тексту.

Если известно давление p_{abs2} (см. рисунок М.1) в точке 2 внутри отсасывающей трубы, то NPSE может рассчитываться для турбины или насоса по следующей формуле

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_2)$$

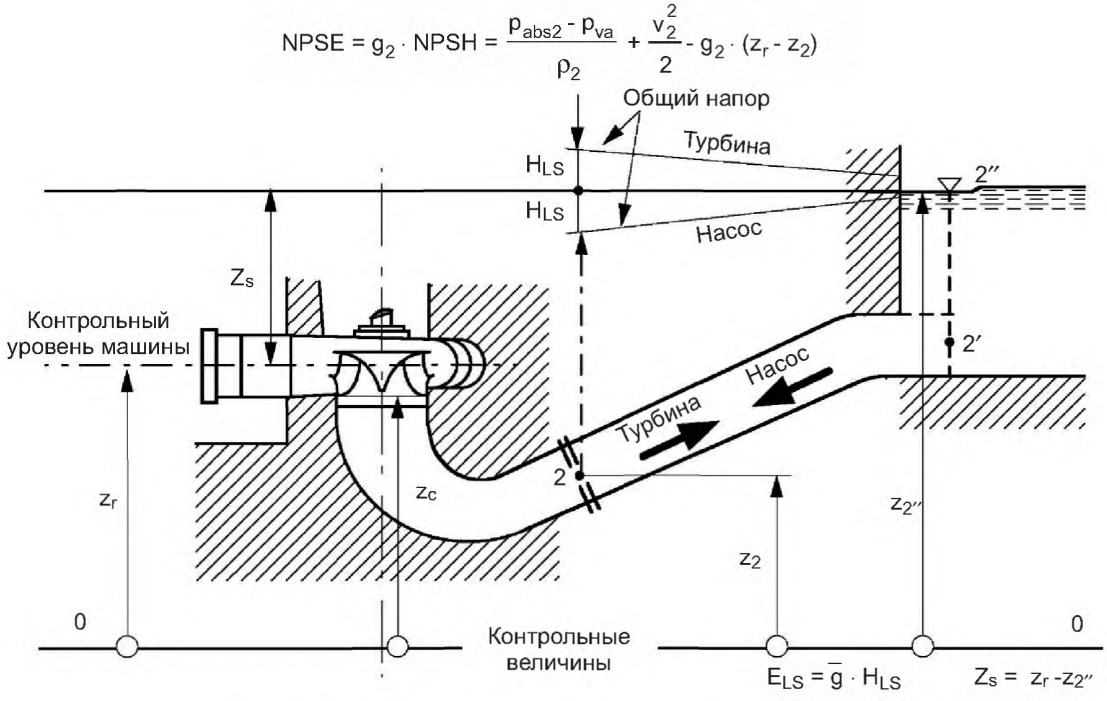


Рисунок М.1 – Определение чистой положительной удельной энергии NPSE, и чистой положительной высоты всасывания NPSH машины – опытного образца натурной машины ($E_{LS} \neq 0$)

Обычно при удельных гидравлических условиях известен только уровень нижнего бьефа. В этом случае NPSE рассчитывается в соответствии со следующей формулой, с использованием уровня $z_{2''}$, взятого вблизи выхода из отсасывающей трубы (для турбины) или вблизи входа (для насоса) и с учетом потерь удельной гидравлической энергии E_{LS} между сечениями 2 и 2'

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_{2''}) \pm E_{LS}$$

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2 \cdot Z_S \pm E_{LS}$$ (+для турбины, минус для насосов).

σ_{pl} обычно соотносится с контрольным уровнем машины z_r. В соответствии с рекомендацией в 2.3.1.5.1 контрольный уровень кавитации z_c должен выбираться соответственно тому месту, в котором появляется кавитация. Следовательно, σ_{pl} также должна соотноситься с z_c, тогда соответствующее определение есть σ_{plc}

$$\sigma_{plc} = \frac{NPSE - g_2(z_c - z_r)}{E}$$

$$\sigma_{plc} = \frac{\frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2(z_c - z_{2''}) \pm E_{LS}}{E}$$

Когда сечение 2' и соответствующий уровень нижнего бьефа 2'' находятся далеко от входа отсасывающей трубы, и можно допустить, что $v_2' \approx 0$, то формула приобретает вид

$$\sigma_{plc} = \frac{\frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} - g_2(z_c - z_{2''}) \pm E_{LS}}{E}$$

М.2 Данные, необходимые для вычисления σ_{plc}

Большинство следующих данных о месте должно быть обеспечено или определено покупателем:

а) Независимые характеристики станции

Следующие данные обычно принимаются как постоянные, то есть независящие от эксплуатационных режимов станции:

- давление окружающей среды p_{amb}. Если p_{amb} не определено, его следует выбрать из таблицы В.6 в зависимости от уровня нижнего бьефа $z_{2''}$ (среднее значение);
- температура воды θ_W, θ_{wmax}. Среднее значение θ_W должно быть определено для вычисления E, P_h и η_{hM}, а максимальное значение θ_{wmax} должно использоваться для получения минимального значения σ_{plc};
- давление пара p_{va}. Значение p_{va} берется из таблицы В.4 в зависимости от температуры воды θ_W. Для определения минимального значения σ_{plc}, необходимо воспользоваться значением θ_{wmax};
- поперечное сечение A_2 отсасывающей трубы или мерное сечение $A_{2'}$. Для расчета средней скорости потока v_2 или $v_{2'}$ необходимо договориться о том, какая площадь поперечного сечения должна использоваться (за исключением случая, если предполагается, что $v_{2'} = 0$);
- плотность воды ρ_2. Эта величина должна быть взята из таблицы В.2 в зависимости от θ_W или θ_{wmax} (незначительное воздействие на результирующее значение σ_{plc});
- контрольный уровень z_r. Контрольный уровень z_r определен рисунком 5, который соответствует рисунку 8 в МЭК 60041. Эта значение обычно определяется на главном сечении рисунка и/или в технической спецификации;
- кавитационный исходный уровень z_c. Уровень z_c должен быть определен взаимным соглашением. Например, для большой прямоточной турбины с горизонтальным валом, может быть согласован больше чем один уровень z_c.

b) Переменные данные станции

Следующие данные обычно зависят от рабочих условий машины.

Уровень нижнего бьефа $z_{2''}$. Изменение $z_{2''}$ обычно определяется в зависимости от удельной гидравлической энергии E.

Удельная гидравлическая энергия E. Диапазон и соответствующие значения E должны быть заданы в технической документации. Иногда даны только уровни верхнего и нижнего бьефа, и значения геодезических высот (геометрический или подведенный напор). В этом случае E должна быть вычислена с учетом соответствующих энергетических потерь E_{LS} на сторонах высокого и низкого давления турбины.

Средние скорости v_2 или $v_{2'}$ вычислены в согласованных поперечных сечениях A_2 или $A_{2'}$ отсасывающей трубы при расходе Q для каждой рабочей точки, где должны быть выполнены кавитационные испытания.

Удельные гидравлические потери энергии E_{LS} зависят от квадрата расхода, то есть от Q^2. Перед кавитационными испытаниями рекомендуется обобщить в отдельном документе данные, нужные для вычисления σ_{plc}. Также рекомендуется добавить схематический рисунок, аналогичный рисунку М.1. Таблица М.1 иллюстрирует, как могут быть обобщены значение σ_{plc} и другие соответствующие данные.

Таблица М.2 – Обобщение расчетных значений σ_{pl} и других соответствующих данных

E, Дж/кг	$Z_{2''}$, м		Q, $м^3/с$		$v_{2'}$, м/с		E_{LS}, Дж/кг		σ_{plc}	
	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min
Максимальная Определенная ------- Минимальная										

Приложение N
(справочное)

Детальная блок-диаграмма удельной гидравлической энергии, расхода и мощности

В качестве дополнения к рисунку 6 на рисунках N.1 и N.2 представлен детальный анализ внутренних потерь в рабочем колесе реактивной машины. Этот анализ необходим для определения масштабного эффекта по эффективности (КПД) и мощности, а также по удельной гидравлической энергии (напору).

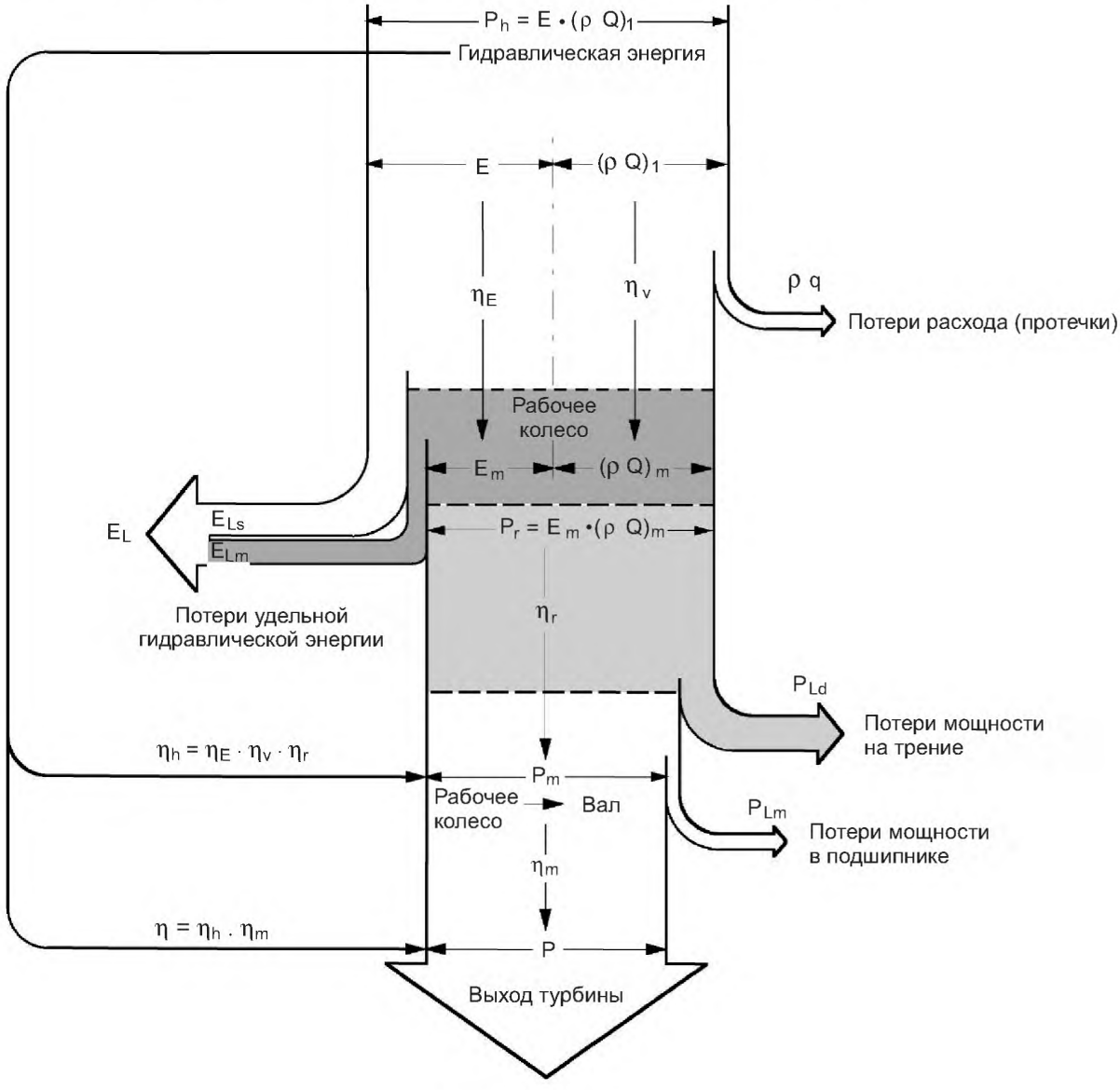


Рисунок N.1 – Турбина

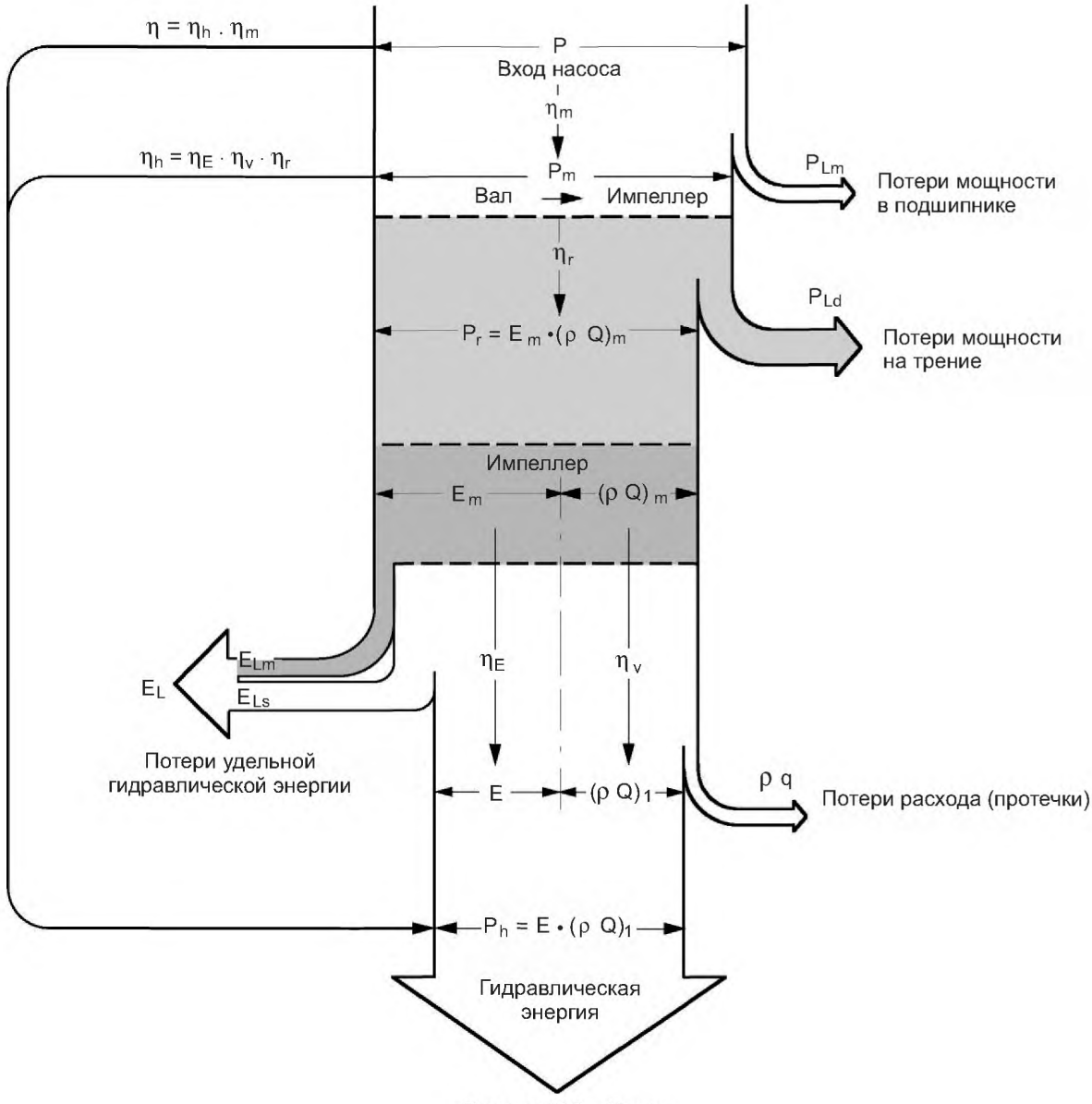


Рисунок N.2 – Насос

Величины P, P_h, P_m, P_{Lm}, Q, q, E, E_L, ρ, η, η_h, η_m и η_v, определены в 1.3. Ниже даны определения других величин:

- P_r – гидравлическая мощность, передаваемая водой к рабочему колесу (турбина) или от рабочего колеса к воде (насос);
- P_{Ld} – гидравлическая мощность, рассеиваемая между наружной поверхностью рабочего колеса и стенками камеры рабочего колеса;
- E_m – удельная гидравлическая энергия для рабочего колеса для выработки мощности (турбина) или подачи воды рабочим колесом (насос);
- Q_m – объем воды, проходящий за единицу времени через лопасти рабочего колеса;
- E_{Lm} – потери удельной гидравлической энергии в лопастях рабочего колеса;
- E_{Ls} – потери удельной гидравлической энергии в стационарных частях;
- E_L – потери удельной гидравлической энергии между сечениями высокого и низкого давления турбины (насоса);
- η_E – эффективность использования энергии рабочего колеса (КПД), заданная отношением E_m/E (турбина) или отношение E/E_m (насос);
- η_r – эффективность использования мощности рабочего колеса (КПД), заданная отношением P_m/P_r (турбина) или P_r/P_m (насос).

Приложение Р
(справочное)

Библиография

[1] Gindroz, B., Lois de similitude danslesessa is deactivation des turbines Francis . This is published in June 1991 by Ecole Polytechnique Fédérale, Institut de Machines Hydrauliques et de Mécanique des Fluides, Lausanne (Switzerland)

[2] Osterwalder, J., Hippe, L., Guidelines for efficiency scaling process of hydraulic turbo machines with different technical roughness's of flow passages. Journal of hydraulic research, Vol. 11, 1984

[3] Gindroz B., Henry, P., Avellan F., Similarity of cavitation inception in Francis turbines. Proceedings (Vol. 1) from 15th Symposium IAHR (Internal Association for HydraulicResearch), Belgrade, Sept. 1990

[4] Herbst, G., Roegener, H., Neue kanonische Zustandsgleichung des Wassers, Fortschritt-Berichte VDI-Z, Reihe 6, Nr. 50 1977

[5] Kell, G.S., Whalley, E., Re-analysis of the density of liquid water in the range 0 to 150 °C and 0 to 1 kbar. Communication à la 8e Int. Conf. Prop. Steam, Giens, 1974

[6] Kell, G.S., McLaurin, G.E., Whalley, E., The PVT properties of liquid water in the range of 150 to 350 °C and 0 to 1 kbar, Communication à la 8e Int. Conf. Prop. Steam, Given's, 1974

[7] Borel, L., Nguyen Dinh Lan., Equations of state and Joule. Thomson coefficient", 10th Int. Conf. Prop. Steam, Moscow 1984

[8] Haar, L., Gallagher, J.S., Kell, S.G., NBS/NRC steam tables: thermodynamic and transport properties, and computer programs for vapor and liquid states of water in SI Units, Hemisphäre Publ. Corp. 1984

[9] Weber, P., Bemerkungen zur thermodynamischen Methode der Wirkungsgrad Bestimmung von Wasserturbinen und Speicherpumpen. Bulletin des Schweiz. El. techn.Vereins BD. 55, (1964), No. 24, pp. 1199-1208

[10] Dissolved oxygen analyzer, Beckman Instruments, Inc., Fullerton, CA 92634

[11] Van Slyke, D.D., Neil, J.M., The determination of gases in blood and other solutions by vacuum extraction and measurement, Journal of Biological Chemistry, Vol. 2, Sept. 1924

[12] Mohammed, W.A., Hutton S.P., Improved monitoring of air in water, Water Power &Dam Construction, Sept. 1986, p. 48

[13] Brand, F.L., A physical process for the determination of dissolved and un-dissolved gases in water, Voith Research and Construction, Vol. 27e (1980), Paper 7

[14] Kestin, J., Whitelaw, J.H., Sixth International Conference on the Properties of Steam-Transport Properties of Water Substance

[15] VDI-Wärmeatlas, VDI Verlag Düsseldorf 1984

[16] Landolt, Börnstein, Zahlenwerte und Funktionen", Vol. IV, Technik, Part 1. Physikalisch-Technische Bundesanstalt, Germany, 1953

[17] Kubota, T, Tsukamoto, T., Calculation of prototype cavitation characteristics in large bulb turbines, Water Power & Dam Construction, September 1988

[18] JSME Standard S008, Performance Conversion Method for Hydraulic Turbines and Pump-Turbines, The Japan Society of Mechanical Engineers, January 1999

[19] Kubota, T., Tsukamoto, T., Scale effect on cavitation runaway speed of large bulb turbine for low head, presented at IAHR Symposium 1990

[20] Grubbs, F.E., Procedures for detecting outlying observations in samples, Techno metrics, Vol. 12, n.1, February 1969, pp 1-21. The references listed below provide additional information on the topics covered by subclauses4.2 and 4.3.

[21] Bendat J., Piersol A. G., Random data: analysis and measurements procedures. New York, John Wiley, 1986

[22] Fanelli M., Research on off-design behaviour of Francis turbines: an overview of present state, difficulties, open problems, needs and strategies. IAHR WG, Milan 1991

[23] Hewlett Packard, The fundamentals of signal analysis, HP application note 243, 1985

[24] Jacob T., Evaluation sur modèle réduit et prédiction de la stabilité de function ementdes turbines Francis. Thesis No 1146, EPFL, Lausanne 1993

[25] Jacob T., Prénat J.E., Francis turbine surge: Discussion and data base. XVIII IAHR Symposium, Valencia 1996

[26] Ouaked R., Etude des phénomènes propagatifs en conduite dans un circuit hydraulique: intensimétrie hydroacoustique. Thesis 400, USTL Flandres-Artois 1989

[27] Doerfler P. A., Cross impedance' method for frequency-domain representation of oscillations in power plants with meshed waterways. BHRA Pressure Surges, Hannover 1986

[28] Jacob T., Prénat J.E., Generation of hydroacoustic disturbances by a Francis turbine model and dynamic behavior analysis, IAHR Symposium, Belgrade 1990

Приложение ДА
(справочное)

Сведения о соответствии ссылочных международных стандартов национальным стандартам Российской Федерации и действующим в этом качестве межгосударственным стандартам

Таблица ДА

Обозначение ссылочного международного стандарта	Степень соответствия	Обозначение и наименование соответствующего национального, межгосударственного стандарта
МЭК 60041:1991	NEQ	ГОСТ 28842–90 (МЭК 41-63, МЭК 607-78) «Турбины гидравлические. Методы натурных приемочных испытаний»
IEC/TR 61364:1999	IDT	ПНСТ 50–2015/IEC/TR 61364(1999) «Гидроэлектростанции. Номенклатура машинного оборудования»
МЭК 60994:1991	–	*
ИСО 4185:1980	–	*
ИСО 4006:1991	–	*
ИСО 2533:1975	–	*
ИСО 2186:1973	–	*
ИСО 1438:2008	–	*
ИСО 468:1982	NEQ	ГОСТ 2789–73 «Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики»
ИСО 80000-11:2008	–	*
ИСО 4373:1995	–	*
ИСО 5167-1:2003	MOD	ГОСТ 8.586.1–2005 (ИСО 5167-1:2003) «Государственная система обеспечения единства измерений. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Часть 1. Принцип метода измерений и общие требования»
ИСО 5168:1978	–	*
ИСО 6817:1992	–	*
ИСО 8316: 1987	–	*
ИСО 9104:1991	–	*
ИСО 80000-4:2006	NEQ	ГОСТ 8.417–2002 «Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин»

* Соответствующий национальный стандарт отсутствует. До его утверждения рекомендуется использовать перевод на русский язык данного международного стандарта. Перевод данного международного стандарта находится в федеральном информационном фонде технических регламентов и стандартов.

Примечание – В настоящей таблице использованы следующие условные обозначения степени соответствия стандартов:

IDT – идентичные стандарты;

MOD – модифицированные стандарты;

NEQ – неэквивалентные стандарты.

УДК 621.224:006.354 ОКС 27.140

Ключевые слова: турбины гидравлические, аккумулирующие насосы и турбонасосы, приемочные испытания на модели

Редактор *Е.В. Алехина*
Технический редактор *А.Б. Заварзина*
Корректор *В.Г. Смолин*
Компьютерная верстка *Д.Е. Першин*

Сдано в набор 24.09.2015. Подписано в печать 8.02.2016. Формат 60x84 1/8. Гарнитура Ариал.
Усл. печ. л. 24,18. Уч.-изд. л. 22,00.

Набрано в ООО «Академиздат».
gost.e-ecolog.ru gost.e-ecolog.ru
Издано во ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ»,
123995 Москва, Гранатный пер., 4.
gost.e-ecolog.ru gost.e-ecolog.ru

gost.e-ecolog.ru