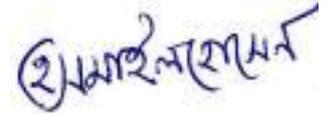


Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Уральский федеральный университет имени
первого Президента России Б.Н. Ельцина»

Уральский энергетический институт
Кафедра «Атомные станции и возобновляемые источники энергии»

На правах рукописи



Хоссейн Исмаил

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ПОВЫШЕНИЯ ВИБРАЦИОННОЙ И СЕЙСМИЧЕСКОЙ СТОЙКОСТИ
ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ АЭС с РЕАКТОРОМ ВВЭР**

05.14.03 – Ядерные энергетические установки, включая проектирование,
эксплуатацию и вывод из эксплуатации

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук,
доцент,
Велькин Владимир Иванович

Екатеринбург – 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	12
1.1 Влияние вибраций в трубопроводах энергетических объектов на стойкость, ресурс и надежность эксплуатации АЭС.....	12
1.2 Теоретические аспекты вибрационного воздействия на оборудование в энергетических установках	14
1.3 Характеристические параметры для колебательного состояния трубопровода	17
1.4 Управление характеристиками возбуждающих сил (свободные колебания и собственная частота).....	18
1.5 Резонансные характеристики трубопровода и оборудования АЭС (Вынужденные колебания).....	20
1.6 Колебания труб, обтекаемых двухфазным потоком.....	23
1.7 Пристеночные пульсации давления при двухфазных потоках	25
1.8 Механизмы возникновения вибрации сейсмических нагрузок.....	27
1.9 Постановка задач исследования	30
ГЛАВА 2. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ, ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И АНАЛИЗ ПОГРЕШНОСТЕЙ.....	31
2.1 Методы исследования колебаний на экспериментальной установке	31
2.2 Способы снижения колебаний трубопроводов при пульсирующих характеристиках потока теплоносителя.....	37
2.3 Методы и типы устройств для снижения вибраций в трубопроводах энергетических систем.....	38
2.3.1 Внешние методы снижения вибрации трубопроводов	38
2.3.2 Внутренние методы снижения вибрации трубопроводов	40
2.4 Экспериментальный вибродиагностический стенд для исследований эффективности разрабатываемых устройств	42
2.5 Экспериментальная установка с лазерным «ножом» для визуализации и исследований изменений параметров течения потока после прохождения вставок-завихрителей.....	48
2.6 Экспериментальная установка для исследований поведения перегретой жидкости при низкочастотном ударном воздействии (в большом объеме и узком канале)	51
2.7 Методика проведения исследований и определение погрешностей при измерении температур	55

2.8 Анализ погрешностей при определении показателей эффективности завихрителей (снижение виброускорений, виброскорости и виброперемещений трубопроводов)	56
--	----

ГЛАВА 3. РАСЧЕТНЫЙ ПРОГНОЗ УРОВНЯ СЕЙСМИЧЕСКОЙ ОПАСНОСТИ В РЕСПУБЛИКЕ БАНГЛАДЕШ.....	60
--	----

3.1 Сейсмическая ситуация в регионе Республики Бангладеш.....	60
---	----

3.2 Анализ сейсмической ситуации в районе строящейся АЭС "Руппур" (Республика Бангладеш).....	61
---	----

3.3 Методика оценки сейсмического воздействия на объект.....	64
--	----

3.4 Исторические данные и результаты прогнозного расчета потенциальных уровней землетрясений.....	66
---	----

ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ 2-Х ФАЗНОМ (СНАРЯДНОМ) ТЕЧЕНИИ.....	72
--	----

4.1 Анализ параметров виброхарактеристик трубопровода при использовании завихрителей эвольвентного типа.....	72
--	----

4.2 Расчет гидравлического сопротивления завихрителей.....	75
--	----

4.3 Результаты исследований эффективности пассивных завихрителей.....	77
---	----

4.4 Исследование вставок-завихрителей на экспериментальных стендах.....	78
---	----

4.5 Анализ собственных частот трубопроводных участков с помощью программы «Удар», встроенной в виброанализатор СД-12М.....	83
--	----

4.6 Расчет частот собственных колебаний на различных участках трубопровода	85
--	----

4.7 PIV-Метод лазерной велосимметрии для определения эффективности закрутки потока различными типами завихрителей	95
---	----

4.8 Возможности программного обеспечения для исследований с использованием PIV-метода.....	97
--	----

ГЛАВА 5. ИССЛЕДОВАНИЯ ВСКИПАНИЯ ПЕРЕГРЕТОЙ ЖИДКОСТИ В ОБЪЕМЕ И УЗКОМ КАНАЛЕ	101
---	-----

5.1 Вводный обзор процесса перегрева и кавитации	101
--	-----

5.2 Результаты экспериментов с перегретой жидкостью в объеме	104
--	-----

5.3 Исследование вскипания перегретой жидкости в узком канале.....	106
--	-----

ЗАКЛЮЧЕНИЕ	109
------------------	-----

СПИСОК ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ	112
----------------------------------	-----

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	114
------------------------	-----

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ ВОДО-ВОЗДУШНОГО ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКОГО СТЕНДА	128
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ГЛАДКОЙ ТРУБЫ И ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗАВИХРИТЕЛЕЙ.....	141
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЙ СКЗ ДЛЯ ГЛАДКОЙ ТРУБЫ И ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗАВИХРИТЕЛЕЙ	143
ПРИЛОЖЕНИЕ 4. РАЗРАБОТКА ЭФФЕКТИВНОГО ПАССИВНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИЙ В ТРУБОПРОВОДАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ	148

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Между Россией и республикой Бангладеш заключён договор о сооружении на территории республики атомной электростанции с реакторами типа ВВЭР. Так как республика Бангладеш находится в сейсмически активной зоне, была поставлена задача выполнить анализ влияния сейсмических воздействий на процессы вибрации и другие теплофизические процессы с точки зрения обеспечения безопасности атомной электростанции. Работа состоит из нескольких разделов:

Первый раздел – это анализ сейсмической ситуации в республике Бангладеш и влияние сейсмических колебаний грунта на площадку будущей атомной электростанции.

Второй раздел – это анализ вибрационных характеристик, вызываемых или стимулируемых теплофизическими и гидродинамическими процессами, протекающими в оборудовании АЭС при нормальной эксплуатации и стойкости к изменениям при сейсмическом воздействии.

Третий раздел – влияние сейсмических воздействий на процессы, протекающие в первом контуре ядерной энергетической установки в случае возникновения сейсмических колебаний, влияния на поведение теплоносителя первого контура.

Одной из важнейших задач при эксплуатации объектов атомной энергетики является обеспечение безопасности и высокой надёжности АЭС.

Республика Бангладеш (РБ) реализует на своей территории проект строительства двух блоков атомной электростанции мощностью 2,4 ГВт, которые будут введены в эксплуатацию в 2023 и 2024 годах под названием «Атомная электростанция Руппур» (РАЭС). Однако, регион расположения РБ всегда считался сейсмоопасным. Сейсмическое воздействие, характеризующееся низкочастотными колебаниями природного характера, потенциально может привести к разрушительным последствиям для энергоблока и рабочего состояния

электростанции, воздействуя на присущие технологическому оборудованию низкочастотные колебания, имеющие техническую причину.

На электростанциях любого типа имеются многочисленные трубопроводы, в том числе с двухфазным течением теплоносителя.

Отличительной чертой двухфазных потоков является неустойчивость течения, вызывающая низкочастотные вибрации, приводящие к разрушению и выходу из строя трубопроводов со всеми вытекающими последствиями. На АЭС и ТЭС вибрация трубопровод с двухфазными вскипающими потоками превратилась в серьёзную проблему, затрудняющую в некоторых случаях эксплуатацию оборудования. Эта проблема затрагивает в основном вспомогательные трубопроводы, какими являются трубопроводы продувки (непрерывной и периодической) «растопочные» трубопроводы, служащие для отвода сконденсировавшегося пара в паропроводах при пуске энергоустановки и трубопроводы отборов пара и конденсатопроводы сепараторов пароперегревателей (СПП) и подогревателей высокого давления (ПВД).

Вибрации, связанные с течением пароводяной смеси, имеют место на паропроводах и трубопроводах РОУ и БРОУ при отсутствии хорошего дренирования конденсата пара. В прикладном аспекте снижение вибрации трубопроводов с двухфазными потоками позволяет повысить надёжность и ресурс трубопроводных систем, снизить затраты на техническое обслуживание и ремонт, повысить К.П.Д и КИУМ АЭС. Однако, в настоящее время до сих пор отсутствуют надёжные и технологичные системы снижения вибрации трубопроводов. Поэтому повышение надёжной и безопасной эксплуатации трубопроводов, испытывающих проточные вибрационные воздействия, а также внедрение устройств для пассивно-управляемого снижения вибраций, является весьма актуальной задачей и имеет важное хозяйственное значение для энергетической и ряда других отраслей.

Степень разработанности темы исследования. Тема исследована в полном объеме для одного диаметра трубопровода, что подразумевает, с учетом теории подобия, дальнейшее распространение алгоритма исследований на любые трубопроводы и режимы двухфазного течения.

Объект исследования. Низкочастотные колебания оборудования АЭС, в том числе вибрации в трубопроводах с двухфазным течением среды на объектах энергетики.

Предмет исследования. Устройства для пассивного управления и снижения вибраций трубопроводов с двухфазным течением теплоносителя.

Цель работы: повышение уровня безопасности АЭС в регионах с высокой сейсмической активностью, разработка эффективных устройств для снижения вибраций трубопроводов с двухфазным течением и повышение вибрационной стойкости тепломеханического оборудования АЭС в сейсмоопасных регионах мира.

Задачи исследования.

1. Исследование сейсмической обстановки, исследование механизмов возникновения вибрации трубопроводов из-за воздействия внутренних механизмов, связанных со структурой течения двухфазных потоков, разработка пассивных устройств для снижения колебаний трубопроводов и анализ влияния сейсмического воздействия на теплоноситель в первом контуре АЭС.

2. Анализ сейсмической обстановки в регионе размещения АЭС «Руппур» с потенциального воздействия на вероятное усиление виброперемещения трубопроводов с двухфазным потоком.

3. Создание экспериментальных стендов:

а) вибродиагностического с аппаратурой СД-12 М

б) лазерного с использованием PIV-метода

в) установки для исследований вскипания перегретой жидкости

г) установки для исследования кипения жидкости в узких каналах

4. Разработка и исследование эффективности пассивных устройств для снижения низкочастотных колебаний трубопроводов энергетического оборудования.

5. Анализ влияния низкочастотных колебаний на мгновенное вскипание перегретого теплоносителя в узком канале при отсутствии циркуляции (имитация отключения циркуляционных насосов в результате аварии).

Научная новизна. Выполненное исследование позволило получить следующие новые научные результаты:

- экспериментально исследованы закономерности возникновения вибраций после прохождения поворотных участков в трубопроводах при различных режимах течения двухфазных потоков. В частности, показано, что пассивные устройства (завихрители) снижают виброперемещение трубопровода на 25-40 %, при среднеквадратичном отклонении в ходе экспериментов 15-20%;
- разработаны рекомендации по конструированию устройств пассивного типа для управления гидродинамической структурой двухфазного потока с целью снижения вибраций трубопровода и повышения надежности эксплуатации и ресурса АЭС в сейсмоопасных районах;
- получены новые экспериментальные данные о влиянии низкочастотных колебаний на вскипание теплоносителя в узком канале в отсутствие циркуляции.

Теоретическая и практическая значимость работы.

Теоретическая значимость работы заключается в разработке алгоритмов исследования вставок –завихрителей и их испытания при различных режимах течения двухфазных сред.

- практически проведен и представлен анализ сейсмической опасности в районе строительства АЭС Руппур (Республика Бангладеш);
- созданы экспериментальные стенды для формирования различных режимов двухфазных течений и исследования устройств снижения вибраций трубопроводов;
- разработаны устройства- завихрители пассивного типа для управления (снижения) вибрациями в трубопроводах энергетического оборудования;

- разработаны рекомендации по конструкции устройств пассивного типа для управления гидродинамической структурой двухфазного потока с целью снижения вибраций, возникающих при изменении направления движения теплоносителя в трубопроводе, что позволяет выполнять технологические мероприятия для снижения вибраций трубопроводов на предприятиях различных отраслей промышленности (помимо энергетики - в пищевой и химической).

Использование устройств пассивного типа для управления гидродинамикой потока позволяет снизить амплитуду виброперемещений трубопровода на 25-40%. При этом, как результат, сокращаются расходы на техническое обслуживание и ремонт, повышается ресурс и надежность оборудования, а также безопасность объекта в целом.

Методология и методы исследования.

Экспериментальные исследования осуществлялись методом планируемого эксперимента, а в качестве методик применялись классические методики исследований двухфазных течений, методы анализа частотных спектров и температурных градиентов.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

- анализ сейсмической опасности при строительстве атомной электростанции на площадке АЭС Руппур (Республика Бангладеш);
- результаты экспериментального изучения вибраций после прохождения поворотных участков трубопровода при различных режимах течения двухфазного потока;
- исследование характеристик течения жидкости в трубопроводах с использованием PIV-метода (лазерной велосимметрии);
- результаты экспериментов по влиянию устройств пассивного типа на управление гидродинамической структурой в поворотном участке и снижение вибро-перемещения трубопровода.
- результаты исследований вскипания перегретой жидкости в узких каналах.

Степень достоверности результатов исследования подтверждается следующим: полученные в работе научные результаты базируются на классических теориях теплообмена и гидродинамики двухфазных сред; удовлетворительным соответствием результатов расчетов, полученных в ходе исследований, экспериментальным характеристикам, а также известным ранее экспериментальным и теоретическим данным других авторов.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на

- Международной конференции по вибрационным технологиям (Лиссабон, Португалия, сентябрь, 2018 г.);
- научной конференции-саммите ассоциации технических вузов России и Китая (АТУРК, Екатеринбург, 2018 г., «Лучшая научная работа молодого ученого»);
- Всероссийской конференции с международным участием «XXXIII Сибирский теплофизический семинар» (Новосибирск, 2017 г.);
- конференции молодых ученых УралЭНИН (Екатеринбург, УрФУ, 2017 г.);
- научной секции Всемирного фестиваля молодежи и студентов «Доступная космическая энергия будущего» (Сочи, Россия, 2017 г.);
- международном конкурсе Российской государственной корпорации по атомной энергии «Росатом» (видеопредставления молодых ученых 20 стран мира о развитии атомной энергетики в их странах; Диплом 3 степени от ГК «Росатом», Москва, 2017 г.);
- конференции молодых ученых, УралЭНИН, (Екатеринбург, УрФУ, 2016 г.);
- XVII Школе молодых ученых «Безопасность критических инфраструктур и территорий», (Екатеринбург, УрО РАН, УрФУ, 2016 г., 2018 г.),
- конференции по науке и технологиям для молодых исследователей Уральского энергетического института, (Екатеринбург, УрФУ, 2015 г.).

Личный вклад автора. Автором осуществлены:

- реализация задач по проведению экспериментов;

- проведение экспериментов на вибродиагностическом стенде с различными поворотными участками и вибродиагностическим оборудованием;
- разработка и создание трех экспериментальных стендов:
- стенд для лазерной трассерной велосимметрии (с использованием PIV-метода);
- экспериментальная установка по исследованиям вскипания перегретой жидкости;
- экспериментальный стенд для исследований влияния низкочастотных колебаний на вскипание перегретой жидкости в узком канале.
- обработка результатов экспериментов, разработка и патентная защита новой конструкции устройства пассивного типа для снижения вибраций трубопроводов;
- экспериментальное исследование эффективности различных устройств-завихрителей, выполненное с использованием метода лазерной велосимметрии (PIV-метод).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 20 научных работ, в том числе 5 статей опубликовано в рецензируемых научных журналах и изданиях, определенных ВАК, включая 4 статьи – в изданиях, входящих в международные базы цитирования Web of Science и Scopus.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из 5-ти глав, выводов и библиографии. Работа содержит 156 страниц текста, 47 рисунков, 7 таблиц, список литературы из 134 наименований.

ГЛАВА 1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Влияние вибраций в трубопроводах энергетических объектов на стойкость, ресурс и надежность эксплуатации АЭС

Сейсмическое воздействие, характеризующееся низкочастотными колебаниями природного характера потенциально может привести к разрушительным последствиям для энергоблока.

Нормальные технологические вибрации оборудования электростанции могут привести к нарушению нормального рабочего состояния при воздействии в технологическом процессе низкочастотными колебаниями, имеющими гидродинамическую причину.

Среди причин, вызывающих повреждающие воздействия оборудования АЭС в данной работе не рассматриваются ядерные процессы, а лишь механические и теплофизические.

1. Механические вибрационные процессы из-за работы турбин, насосов и других вращающихся механизмов оборудования

2. Теплофизические процессы, связанные с технологией реализации в схеме АЭС цикла Ренкина, фазовые переходы и двухфазные течения. Внешние ударные вибрационные воздействия на оборудования в технологической схеме. Механические процессы в оборудовании атомной станции исследованы в проекте в достаточной мере и входят в состав типового проекта в раздел «обеспечение безопасности АЭС». Однако, процессы, связанные с теплофизическими изменениями рабочих тел в схемах АЭС мало исследованы и не учитываются при обосновании безопасности АЭС, именно этому аспекту вибрационного и потенциального сейсмического воздействия посвящена данная работа.

Вопросы повышения безопасности и надежности эксплуатации атомных станций виду объективного старения парка АЭС и ресурсных ограничений требуют особого внимания к частной, но важной проблеме вибраций трубопроводов, что

обуславливает продолжение исследований и внедрение новых решений для АЭС, располагаемых в зонах повышенной сейсмической опасности [1]. Основная причина колебаний трубопроводов и элементов оборудования - это аэродинамические и акустические возмущения от воздействия пульсаций давления и температуры двухфазного потока. Вибрация трубопроводов вызвана, главным образом, гидравлическими возмущающими силами, возникающими на пути потока трубопровода. Если частоты возмущающих сил близки или кратны собственной частоте трубопровода, тогда наблюдается механический резонанс.

Для удобства анализа надежности трубопроводных систем, нагрузки, воздействующие на трубопроводы энергетических установок, обусловленные конструктивно-технологическими и эксплуатационными факторами, разделяют на три основные группы: статические, повторно-статические; динамические. К статическим относятся нагрузки, вызываемые внутренним давлением теплоносителя в системах, весом трубопровода и теплоносителя, деформациями трубопроводов при монтаже и замене агрегатов и связанного с трубопроводами оборудования [2].

Повторно-статические нагрузки вызываются внутренним давлением теплоносителя при срабатывании запорной арматуры и клапанов, температурными деформациями, тепловым ударом, а также при замене или регулировке упругих опор и т. п. К динамическим нагрузкам относятся нагрузки, вызываемые вибрацией агрегатов и технологического оборудования, пульсирующим потоком теплоносителя, гидравлическими ударами, а также инерционными нагрузками при кинематическом возбуждении колебаний трубопроводов. На начальном гидродинамическом участке при высоких уровнях турбулизации потока на входе низкочастотный диапазон гидродинамических нагрузок (до 10 Гц) увеличивает до 40...60 % общие гидродинамические нагрузки [3]. Динамические нагрузки могут быть периодические и непериодические. К периодическим относятся нагрузки, возникающие при вибрациях вследствие дисбаланса вращающихся роторов машин, при установившихся пульсациях потока теплоносителя в трубопроводе и т. п.

Непериодические нагрузки в трубопроводах возбуждаются гидравлическими ударами, действием дисбаланса вращающихся роторов, при разгоне или отключении машин, при изменениях частот возмущений в источниках колебаний давления теплоносителя, например, при остановках или пусках циркуляционных насосов [4]. На трубопроводы энергетических установок воздействует сложный спектр нагрузок, который вызывает в них переменные и постоянные напряжения. Уровень напряжений в трубопроводах определяется как видом и интенсивностью нагрузок, так и пространственно-геометрическими особенностями трубопроводов, жесткостью отдельных участков труб и их опор, механическими и упругопластическими характеристиками материалов трубопроводов, их элементов и опор [5].

Главным источником вибрации трубопроводов в энергетических установках в большинстве случаев является пульсирующий поток транспортируемого по трубопроводу теплоносителя.

При работе циркуляционных и питательных насосов в трубопроводах часто возникают значительные колебания давления, возбуждаемые насосами. Возникновению колебаний давления в трубопроводах с пульсирующим потоком способствует наличие крутых поворотов технологических трубопроводов, гибов и разветвлений. При этом особенно высокие амплитуды колебаний имеют место при образовании в трубопроводных системах стоячих волн, которые создаются при отражении периодических импульсов давления в теплоносителе от неоднородностей трубопроводов. Особенно опасными являются условия акустического резонанса, когда частота следования импульсов давления от источника возмущений такова, что на каком-либо участке трубопровода укладывается целое число четвертей длин волн давления [6-7].

1.2 Теоретические аспекты вибрационного воздействия на оборудование в энергетических установках

Под анализом вибрации принято понимать исследование функциональных зависимостей измеряемых параметров вибрации от одной или нескольких

независимых переменных. Выбор вида диагностического сигнала – один из важнейших вопросов создания систем технического диагностирования. Основное требование к диагностическому сигналу – наличие необходимого объема диагностической информации и, по возможности, простота ее выделения. Как правило, контролируемые характеристики рабочих процессов в механизмах и оборудовании, такие как мощность, расход топлива, частота вращения, электрическое напряжение, не изменяются на начальных стадиях развития дефектов и не могут быть использованы в тех задачах диагностирования, в которых необходимо обеспечивать хотя бы ориентировочный краткосрочный прогноз технического состояния объекта. Для обнаружения зарождающихся дефектов обычно используются либо прямые измерения параметров состояния объекта, например, величин зазоров между трущимися поверхностями, химического состава смазки и т.д., либо результаты анализа вторичных процессов, не определяющих правильность функционирования объекта в данном режиме, например, тепловых, электромагнитных и виброакустических полей [92-100]. Вторичные поля, возникающие при работе механизмов и оборудования, в диагностическом аспекте оказываются, как правило, наиболее информативными. Это обусловлено тем, что источниками поля являются узлы и элементы, в которых чаще всего и возникают дефекты. Кроме того, вторичные поля обычно имеют большое число независимых параметров, определяющих их в пространстве, времени и по множеству однотипных объектов. Среди этих параметров, как правило, находятся такие, которые оказываются чувствительными к появлению конкретного вида дефекта и слабочувствительными к условиям работы объекта и другим дефектам.

На выбор вторичных полей в качестве диагностического сигнала в значительной степени влияют такие свойства, как скорость распространения поля, потери при его распространении, простота измерений. Пространственные характеристики поля используются при диагностике элементов, прежде всего для локализации места появления дефекта. Следует отметить, что простейший способ локализации дефектов, заключающийся в сравнении результатов измерения энергетических характеристик поля в разных точках, эффективен при

определенных ограничениях на потери при распространении поля. Когда потери малы, поле в разных точках оказывается сильно связанным и проблемы разделения сигналов от разных источников становятся трудноразрешимыми. В случае больших потерь поле затухает достаточно близко к источнику его возникновения, и при этом появляются сложности измерения поля, связанные с необходимостью встраивания большого количества измерительных датчиков в узлы механизмов и оборудования, которые определяют их надежность и ресурс. С этой точки зрения наиболее целесообразно использовать вибрационное или тепловое поля механизмов и оборудования, имеющие средние потери при распространении.

Для определения вида и параметров дефектов чаще всего используются характеристики, описывающие поведение поля во времени. Параметров поля, используемых в задачах диагностики, обычно тем больше, чем больше скорость его распространения. Если у теплового поля можно выделить всего два временных параметра, несущих диагностическую информацию (температура и скорость ее изменения), то для колебательных и волновых процессов таких характеристик очень много, в частности амплитуды, частоты, фазы и скорости их изменения для каждой из многочисленных составляющих поля.

Таким образом, наиболее универсальный диагностический сигнал механизмов и оборудования – их вибрация. Полная совокупность диагностических сигналов, описывающих техническое состояние элементов как объекта технического диагностирования, обязательно должна включать их вибрацию и дополняться, по мере необходимости, другими видами диагностических сигналов.

Относительно низкие потери при распространении акустических полей в газах и жидкостях приводят к тому, что при использовании акустических диагностических сигналов возникают дополнительные трудности разделения сигналов от разных источников и неизбежные при этом потери диагностической информации.

Статистические характеристики, описывающие диагностические сигналы по множеству однотипных объектов, как правило, аналогичны практически для всех видов диагностических сигналов. Особенности статистического описания не

вливают на выбор вида диагностического сигнала, определяя только особенности построения диагностических моделей.

Техническое диагностирование элементов с использованием сигналов вибрации, возникающей при их работе, должно проводиться в установившихся режимах работы. Описание установившейся во времени вибрации в отличие от колебаний, возникающих при ударных возбуждениях во времени переходных процессов, можно осуществлять методами спектрального анализа. Это позволит выделить из вибрации составляющие различной частоты, имеющие разную природу возникновения и разные свойства.

Спектральное представление установившихся виброакустических процессов, в отличие от временного, позволяет достаточно просто определять характеристики вибрации элементов и выбирать оптимальные параметры вибродиагностической аппаратуры.

1.3 Характеристические параметры для колебательного состояния трубопровода

Вибрационное состояние трубопроводов характеризуется следующими параметрами на основании статьи Э.У. Незаметдинова и других [8-14]: размах (для гармонического процесса - двойная амплитуда), частота (спектр), фаза виброперемещений оболочки. Эти параметры характеризуют форму колебаний трубопровода; величина (размах) пульсаций давления в трубопроводе; скорость пробега ударной волны (м/с), определяемая приближенно по формуле

$$C = \frac{1425}{\sqrt{(1+0.1AD/\delta)}}, \quad (1.1)$$

где D - диаметр трубопровода, мм; δ - толщина оболочки, мм; A – коэффициент, равный 1,0 для трубопровода без колец жесткости, 0,3-0,4 для трубопровода с кольцами жесткости.

Более точно скорость пробега ударной волны определяется экспериментально при осциллографировании процессов гидравлического удара в

трубопроводе. При этом собственные частоты колебаний давления в трубопроводе определяются по формуле (1.1);

Собственные частоты поперечных колебаний (балочных форм) [Гц], определяются конкретно для каждого трубопровода при испытаниях или с использованием формулы

$$F_k = \frac{m^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EJg}{q}}, \quad (1.2)$$

где m - коэффициент для многопролетного свободнолежащего на опорах трубопровода с одним компенсатором на конце, l - длина пролета между промежуточными опорами, см; E - модуль упругости, кг/см²; J - момент инерции, см⁴; D - наружный диаметр трубопровода; d - внутренний диаметр трубопровода; g - ускорение свободного падения, см/с²; q - итоговая собственная масса оболочки трубопровода и собственная масса воды.

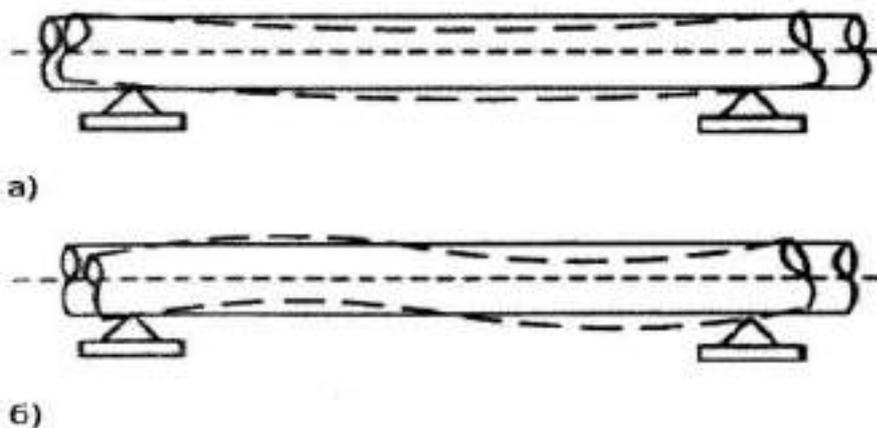


Рисунок 1.1 балочные формы колебаний трубопровода:

а - первая форма; б - вторая форма [8]

1.4 Управление характеристиками возбуждающих сил (свободные колебания и собственная частота)

Колебанием называется периодическое изменение состояния физической системы. Как упомянуто в книге [15] (П.Л. Кириллов и другие), теория колебания объясняются следующим. Если координата или отклонение от положения равновесия системы x удовлетворяет уравнению

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = 0, \quad (1.3)$$

то изменение состояния называют гармоническим колебанием, а систему – гармоническим осциллятором.

Здесь – ускорение $\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2}$, $\frac{m}{c^2}$, ω_0 – собственная круговая частота осциллятора, Гц. Примером гармонического осциллятора является пружинный маятник: груз массой M на пружине жёсткостью k . Уравнение движения груза получается из второго закона Ньютона: произведение массы (M) на ускорение равно возвращающей упругой силе – kx :

$$M\ddot{x} = -kx, \quad (1.4)$$

где k , м/Н – жесткость упругой связи. Например, для проволочной пружины диаметра D , выполненной из проволоки диаметром d , с числом витков n жесткость вычисляется как $K = \frac{Gd^4}{8D^2n}$. Здесь G – модуль сдвига материала проволоки, $\omega_0 = \sqrt{k/M}$. Решение уравнения (1.1) имеет вид

$$x = A \sin(\omega_0 \tau + \varphi), \quad (1.5)$$

где A , φ – амплитуда и фаза колебаний, определяемые из начальных условий. Период колебаний – T связан с собственной частотой f_0 , $\Gamma_{ц}=1$ Гц и с круговой частотой соотношением $T=2\pi/\omega_0=1/f_0$. Если при движении на тело действует сила трения, (например, вязкое трение, пропорциональное скорости $F_{тр} = -\zeta\dot{x}$), то говорят о затухающих гармонических колебаниях:

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + \omega_0^2 x = 0, \quad (1.6)$$

где $h = \zeta/2M$ – коэффициент затухания, $1/с$; ζ – коэффициент гидродинамического демпфирования, кг/м*с.

Решение уравнения затухающих колебаний имеет вид

$$x = Ae^{-h\tau} \sin(\omega_1\tau + \varphi), \quad (1.7)$$

где $\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 - h^2}$. Если h мало по сравнению с ω_0 , то колебания происходят с экспоненциально уменьшающейся во времени амплитудой на частоте ω_1 . Если же $h \leq \omega_0$, то начальное отклонение затухает без колебаний.

Частота свободных колебаний однородного трубопровода определяется как

$$\omega = \frac{\alpha^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}, \quad (1.8)$$

где масса m , изгибная жесткость EI , длина трубопровода l и коэффициент α^2 зависят от условий закрепления трубопровода [16].

1.5 Резонансные характеристики трубопровода и оборудования АЭС (Вынужденные колебания)

Как упомянуто в книге [15] (П.Л. Кириллов и другие), если колебательная система после того, как ей сообщили отклонение, колеблется сама по себе, говорят о свободных колебаниях. Если же на систему действует внешняя периодическая сила $F_{\text{возм}} = F_0 \sin \omega t$ называются вынужденными. Уравнение вынужденных колебаний имеет вид:

$$\ddot{x} + 2hx + \omega_0^2 x = \frac{F_0}{M} \sin \omega t, \quad (1.9)$$

где ω – частота возмущающей силы, F_0 – ее амплитуда, M . Решение этого неоднородного уравнения имеет вид суперпозиции двух решений

$$x = Ae^{-h\tau} \sin(\omega_0\tau + \varphi) + B \sin(\omega_0\tau + \psi), \quad (1.10)$$

где $B = F_0 \left[m \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2} \right]^{-1}$ – амплитуда установившихся колебаний, $\psi = \arctg \left[\frac{2h\omega}{(\omega_0^2 - \omega^2)} \right]$ – разность фаз между возмущающей силой и отклонением x при установившихся колебаниях. Первое слагаемое (1.10)

описывает колебания с частотой ω_0 , экспоненциально затухающие со временем, второе – установившиеся вынужденные колебания с частотой возмущающей силы ω и сдвигом фазы ψ . Амплитуда и фаза последних не зависят от начальных условий, но зависят от частоты воздействия и свойств системы. При частоте внешней силы, равной $\omega \approx \omega_0$, амплитуда имеет максимальное значение. Это явление называется резонансом. При малых значениях h резонансная частота близка к собственной частоте ω_0 . Отношение амплитуды колебаний в резонансе к величине статического отклонения $B_0 = F_0/M$ называется добротностью (или динамичностью) колебательной системы, она равна $Q = \omega_0/2h$ (безразмерная величина). Зависимость амплитуды установившихся колебаний от частоты называется амплитудно-частотной характеристикой (рис.1.2).

Если известны собственная частота и добротность колебательной системы, а также характеристики внешней силы (частотный состав и интенсивность), то уже на этапе проектирования можно выполнить расчет на вибропрочность, включающий: определение спектра собственных частот колебаний; проверку условия их отстройки от детерминированных частот возмущения; проверку отсутствия виброударных взаимодействий элементов; расчет вибронапряжений, возникающих в конструкции; расчет на циклическую прочность с учетом вибронапряжений [17-20].

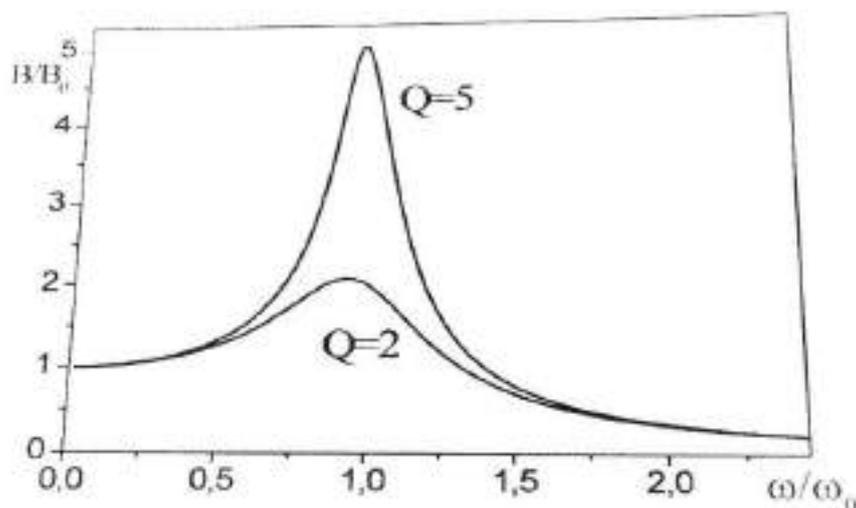


Рисунок 1.2 Амплитудно-частотные характеристики для двух колебательных систем с разной добротностью Q . [21]

Вибрационные характеристики необходимы для расчетов на сейсмостойкость, требующих расчет спектра реакции элементов оборудования на заданные акселерограммы, соответствующие категории сейсмичности площадки строительства.

При практическом выполнении расчетов возникают различные проблемы [22-24]:

- Оборудования АЭС являются распределительными системами, колебания которых не всегда можно свести к колебаниям гармонического осциллятора.
- Многие элементы оборудования конструктивно образуют связанные колебательные системы, собственные частоты которых отличаются от собственных частот отдельных элементов.
- Большинство элементов оборудования АЭС работает в жидком теплоносителе, который:
 - а) Изменяет собственную частоту и добротность элементов конструкций;
 - б) Осуществляет гидродинамическую связь колебаний упругих элементов;
 - в) Является источником различного рода возмущений (отрывы потока, вихрей) и пульсаций (турбулентность), вызывающих вибрации оборудования;
 - г) Является средой, в которой распространяются возмущения (акустические волны, вибрации от насосов и т.д.);
 - д) Может вскипать, и, превращаясь в двухфазный поток, существенно изменять свои физические свойства.
- Изменения температурного режима, радиационное облучение в течение кампании приводят к изменению физико-механических свойств элементов конструкций.

1.6 Колебания труб, обтекаемых двухфазным потоком

Собственная частота изгибных колебаний труб с протекающим внутри двухфазным потоком и обтекаемых снаружи продольным двухфазным потоком при значительных скоростях течения ($V > 1$ м/с) рассчитывается по формуле

$$\omega_{f/2} = \frac{\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{(EJ - (m_g v_1^2 + m_a v_2^2)L^2 / \pi i^2)}{M_{\Pi}}}, \quad (1.11)$$

где v_1, v_2 – скорости двухфазного потока внутри и снаружи трубы, м/с; При $m_g v_1^2 + m_a v_2^2 = \pi^2 / L^2 EJ$ собственная частота колебаний трубы обращается в нуль и возникает потеря статической устойчивости. Формула применима, если собственные формы колебаний трубы описываются функцией $y(x) = \sin(K\pi x / L)$, соответствующей шарнирному закреплению трубы в опорах [25-28]. Погрешность расчета $\omega_0 \pm 25\%$

Коэффициент динамичности трубы при резонансе рассчитывается по формуле

$$Q = \omega_f M_{\Pi} / \zeta_0, \quad (1.12)$$

где $M_{\Pi} = m + m_g + m_a$ и ω_0 – рассчитываются по формулам этого раздела; ζ_0 – суммарный коэффициент сопротивления колебательному движению $\zeta_0 = \zeta_k + \zeta_{1\Gamma} + \zeta_{2\Gamma}$, где ζ_k – коэффициент конструкционного демпфирования, который определяется экспериментально; $\zeta_k = 10^{-10} \div 10^{-9}$ – коэффициент гидродинамического демпфирования колебаний трубы, обусловленный наличием двухфазной смеси внутри трубы:

$$\zeta_{1\Gamma} = \frac{9\pi\mu d_{\text{вн}}^2}{2R_{\Pi}\sqrt{2\nu/\omega_0}} \frac{\varphi}{(2\varphi+1)^2} \left[\frac{\omega_0^2}{\omega_0^2 + B^2} \right], \quad (1.13)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости, Па*с; φ – истинное объемное паросодержание. При наличии внутри трубы однофазной жидкости, $\zeta_{1\Gamma} = 0$. Погрешность расчета $\zeta_{1\Gamma}$ составляет $\pm 10\%$.

Коэффициент гидродинамического демпфирования, обусловленный внешним обтеканием трубы однофазной жидкостью, рассчитывается по формуле

$$\zeta_{2Г} = \frac{4\pi\mu D_H}{\sqrt{2\nu/\omega_0}} \frac{[D_0^4 + D_0 D_H^3]}{(D_0^2 - D_H^2)^2} \frac{[1 + \exp(-8\sqrt{2\nu\omega_0}/\xi V_2)]}{[1 - \exp(-8\sqrt{2\nu\omega_0}/\xi V_2)]}, \quad (1.14)$$

где D_H – наружный диаметр трубы, м; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления трения при течении однофазной жидкости в кольцевом канале; V_2 – средняя скорость однофазного потока, м/с. Погрешность расчета $\zeta_{2Г}$ составляет $\pm 30\%$.

Коэффициент гидродинамического демпфирования при внешнем обтекании трубы двухфазной смесью рассчитывается по формуле

$$\zeta_{2Г} = \frac{9\pi\mu d_{ВН}^2}{2R_{П}\sqrt{2\nu/\omega_0}} \frac{\varphi}{(2\varphi+1)^2} \left[\frac{\omega_0^2}{\omega_0^2 + B^2} \right] \left[\frac{D_0^2 + D_H^2}{D_0^2 - D_H^2} \right] + \frac{4\pi\mu D_H}{\sqrt{2\nu/\omega_0}} \frac{[D_0^4 + D_0 D_H^3]}{(D_0^2 - D_H^2)^2} \frac{[1 + \exp(-8\sqrt{2\nu\omega_0}/\xi V_2)]}{[1 - \exp(-8\sqrt{2\nu\omega_0}/\xi V_2)]}, \quad (1.15)$$

где V_2 – средняя скорость двухфазной смеси, м/с; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления трения при течении двухфазной смеси в кольцевом канале, образованном трубой и корпусом. Погрешность расчета $\zeta_{2Г}$ составляет $\pm 30\%$.

Динамические характеристики пучков труб при продольном течении двухфазных потоков. Собственные частоты колебаний трубных пучков радиусом R , находящихся в канале радиусом R_0 , заполненном жидкостью, рассчитывается по формуле

$$\omega_0 = \frac{\chi^2}{L^2} \sqrt{\frac{\Sigma E J}{\Sigma M}}, \quad (1.16)$$

где ΣEJ – суммарная изгибная жесткость n труб пучка длиной L ; χ – коэффициент заделки, ΣM – полная масса колеблющегося трубного пучка на единицу его длины, состоящая из суммы собственных масс n труб пучка, динамической массы среды внутри труб пучка и присоединенной массы среды для пучка m_p ; $\Sigma M = nm + nm_g + m_p$ [29].

1.7 Пристеночные пульсации давления при двухфазных потоках

Двухфазный газожидкостный поток оказывает существенное влияние на пульсацию давления в трубопроводе. Пульсация давления возникает из-за резких колебаний доли пустот, скоростей обеих фаз и статического давления. Размеры паровых (газовых) включений, их распределение по сечению области течения, относительные скорости паровых (газовых) пузырей существенно различаются [30-31]. Изучение структурных и интегральных характеристик двухфазной пульсации давления потока имеет большое значение для безопасности трубопроводов.

Автокорреляционная функция стационарного случайного процесса пульсаций давления $p'(\tau)$ определяется как среднее (математическое ожидание) за интервал времени T значение произведения значений пульсаций давления в моменты времени τ и $\tau + \delta\tau$ [32]:

$$R_{pp}(\Delta\tau) = \int_0^T p'(\tau) p'(\tau + \delta\tau) d\tau, \quad (1.17)$$

Н.Ш. Исаков и В.В. Перевезенцев, в своей статье исследовали при пристеночном импульсном давлении при двухфазном течении. Они упоминали о диагностике двухфазных течений, а также об идентификации режимов движения потока внутри вертикальных каналов естественной циркуляции. В своей статье авторы Н.Ш. Исаков и В.В. Перевезенцев, предоставили очень важную информацию о характере и характере воздушного потока, спектральных

плотностях пульсаций давления и зависимых характеристиках пульсаций давления, показанных на рис. 1.3-1.5, рисунки заимствованы из [33].

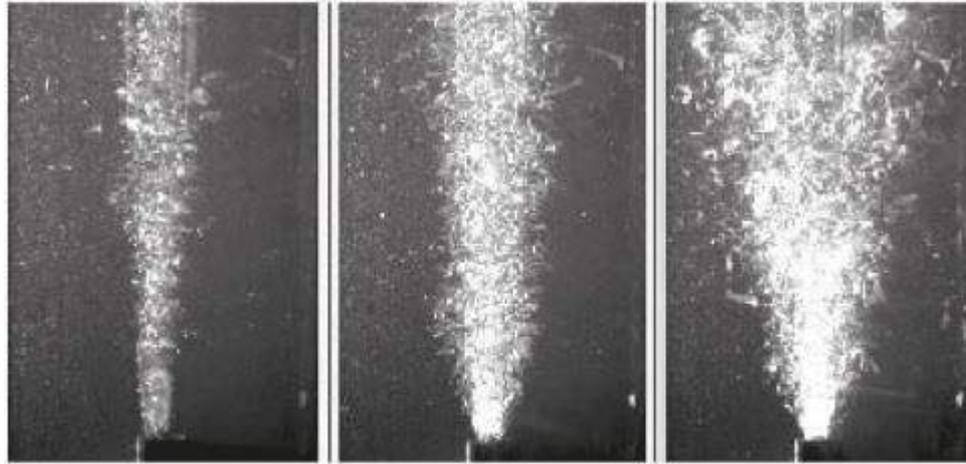


Рисунок 1.3 Характерные картины истечения воздушных струй в неподвижный объем воды с увеличением расхода воздуха ($0,079\text{ м}^3/\text{с}$, $0,125\text{ м}^3/\text{с}$, $0,372\text{ м}^3/\text{с}$)

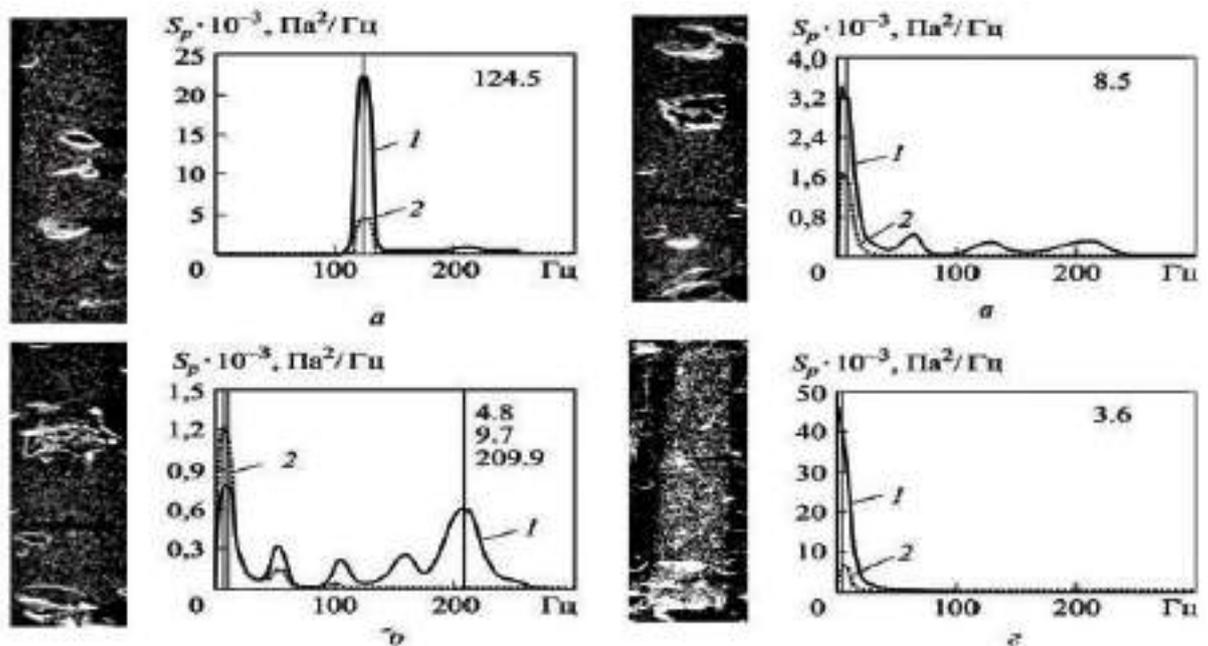


Рисунок 1.4 Спектральные плотности пульсаций давления в сечениях на расстояниях $z = 430\text{ мм}$ (1) и $z = 1192\text{ мм}$ (2) от устройства подачи воздуха:
 а — $\beta = 0,058, V_{\text{пр}}^B = 0,50 \text{ м/с}$; б — $\beta = 0,093, V_{\text{пр}}^B = 0,82 \text{ м/с}$; в — $\beta = 0,13, V_{\text{пр}}^B = 1,00 \text{ м/с}$; г — $\beta = 0,32, V_{\text{пр}}^B = 1,31 \text{ м/с}$

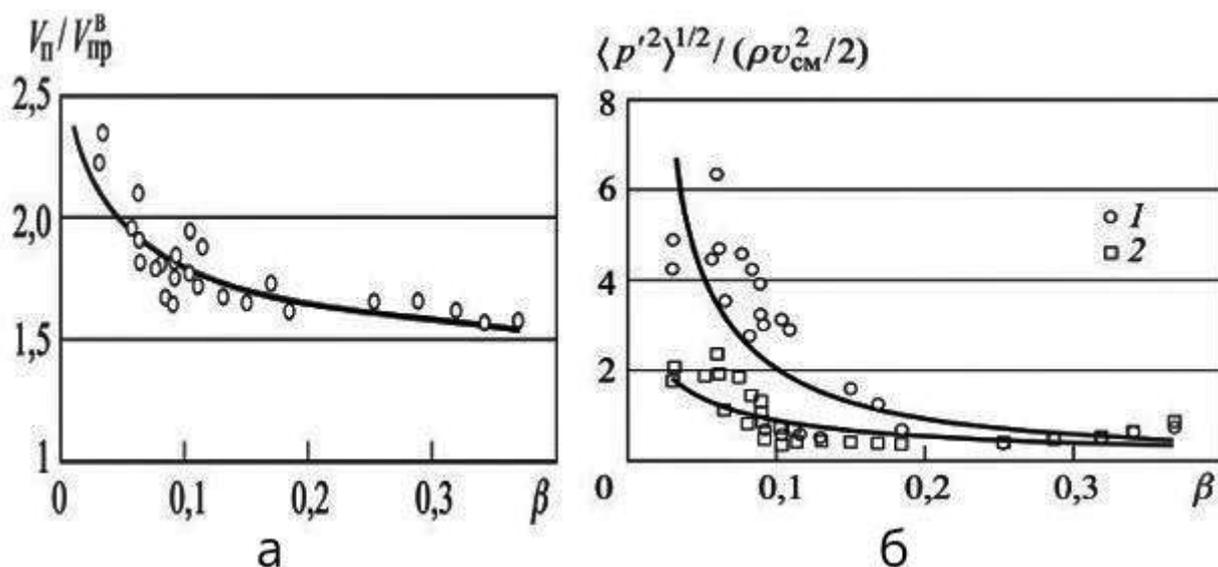


Рисунок 1.5 (а) Зависимость отношения скоростей продольного движения пузырей воздуха к соответствующим приведенным скоростям воды от расходного объемного газосодержания. (б) Зависимость среднеквадратических нормированных на динамический напор двухфазного потока пристеночных пульсаций давления от объемного расходного газосодержания: 1 — сечение $z = 430$ мм от устройства по дачи воздуха; 2 — сечение $z = 1192$ мм.

Они упомянули представлены результаты измерений пристеночных пульсаций давления двухфазных течений воздух–вода в вертикальных каналах круглого сечения при естественной циркуляции и относительно низких массовых скоростях циркуляции для различных режимов течения с приведенными скоростями воздуха от 1,95 до 9,18 м/с и объемным расходным газосодержанием до 0,4.

1.8 Механизмы возникновения вибрации сейсмических нагрузок

Существует несколько параметров, которые характеризуют размеры и силу сейсмических источников. Борман П. и др. [34], объяснил, что параметр макросейсмической интенсивности является одним из параметров, характеризующих воздействие сейсмического источника путем описания силы сотрясения с точки зрения восприятия человеком, повреждения зданий и других

сооружений, а также изменений в окружающей среде. Макросейсмическая интенсивность зависит от расстояния от источника и условий почвы и, в основном, классифицируется по макросейсмической шкале 12 градусов (например, Grünthal, 1998). Другой параметр относится к величине и сейсмической энергии. Величина - это логарифмическая мера размера землетрясения или взрыва, основанная на инструментальных измерениях. Концепция величины была впервые предложена Рихтером (1935). Величины получены из амплитуд и периодов движения грунта или из длительности сигнала, измеренной из инструментальных записей.

Спектр сейсмического источника, сейсмический момент и размер области источника описывают количественную меру размера и силы сейсмического источника сдвига - скалярного сейсмического момента M_0 .

$$M_0 = \mu \bar{D} A, \quad (1.18)$$

где μ - жесткость или модуль сдвига среды, \bar{D} - среднее конечное смещение после разрыва, A - площадь поверхности разрыва. M_0 является мерой необратимой неупругой деформации в области разрыва. В однородном полупространстве M_0 можно определить по спектрам сейсмических волн, наблюдаемых на поверхности Земли, используя соотношение:

$$M_0 = 4\pi d \rho V_{p,s}^3 \frac{u_0}{R_{\theta,\phi}^{p,s}}, \quad (1.19)$$

где d - гипоцентральное расстояние между событием и сейсмической станцией; ρ - средняя плотность породы и $V_{p,s}$ - скорость распространения волн P или S вокруг источника; $R_{\theta,\phi}^{p,s}$ - фактор, корректирующий наблюдаемые сейсмические амплитуды для влияния диаграммы направленности сейсмического источника, которая отличается для волн P и S, u_0 - низкочастотный уровень амплитуды, полученный из сейсмического спектра P или S волны.

Ориентация плоскости разлома и проскальзывания разлома может быть объяснена на основании разрыва землетрясения и разлома в плоскости. Поверхностная

ориентация этой плоскости в пространстве может быть описана тремя углами: удар Φ (от 0° до 360° по часовой стрелке с севера), наклон δ (от 0° до 90° относительно горизонтали) и направление скольжения по разлому передний угол λ (от 180° до $+180^\circ$ относительно горизонтали).

В 1971 году с произошедшим землетрясением в долине Сан Фернандо, Калифорния, началась современная эра метод спектра отклика. Это землетрясение было зарегистрировано 241 акселерографом, и, путем объединения этих данных со всеми предыдущими записями сильного движения, стало возможным выполнить первый комплексный эмпирический анализ масштабирования спектральные амплитуды отклика [35]. Большинство волн землетрясения имели частоту менее 20 Гц. [36] Спектр, в зависимости от различных параметров, может быть представлен, как показано на рисунке (рис. 1.6 -1.7, рисунки заимствованы из [32]).

$$\text{Спектр отклика скорости } V = \omega_n D = \frac{2\pi}{T_N} D$$

$$\text{Спектр ускорения } A = \omega_n V = \left(\frac{2\pi}{T_N} \right)^2 D$$

$$\text{Комбинированный D- V- A спектр } \frac{A}{\omega_n} = V = \omega D_n, \quad \frac{T_n A}{2\pi} = V = \frac{2\pi}{T_n} D$$

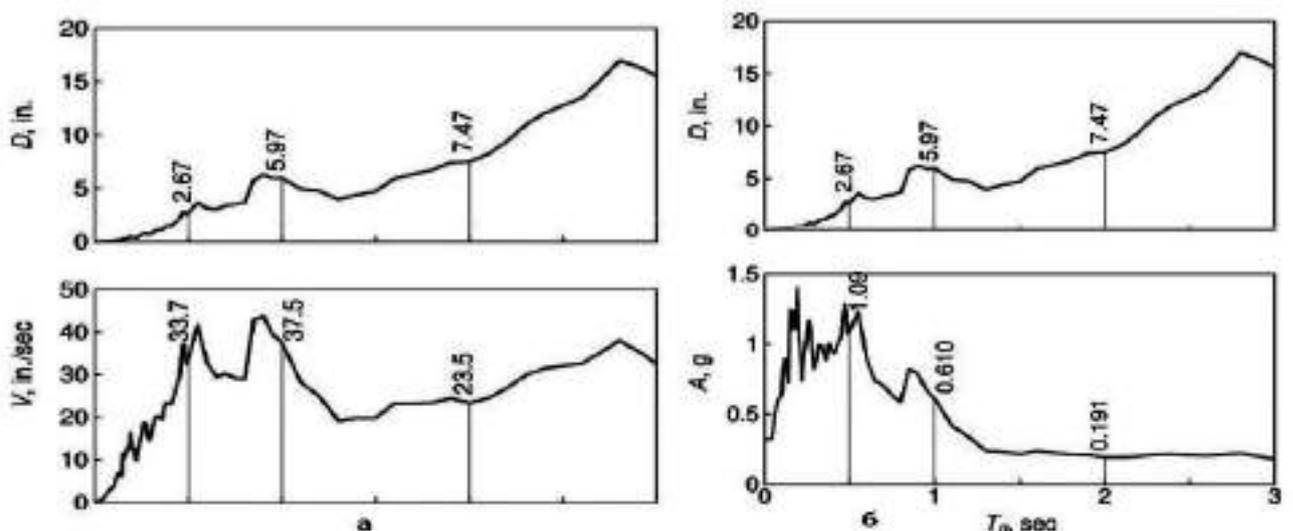


Рисунок 1.6 а- График зависимости спектра отклика скорости V от T , б- График зависимости спектра ускорения A от T_N

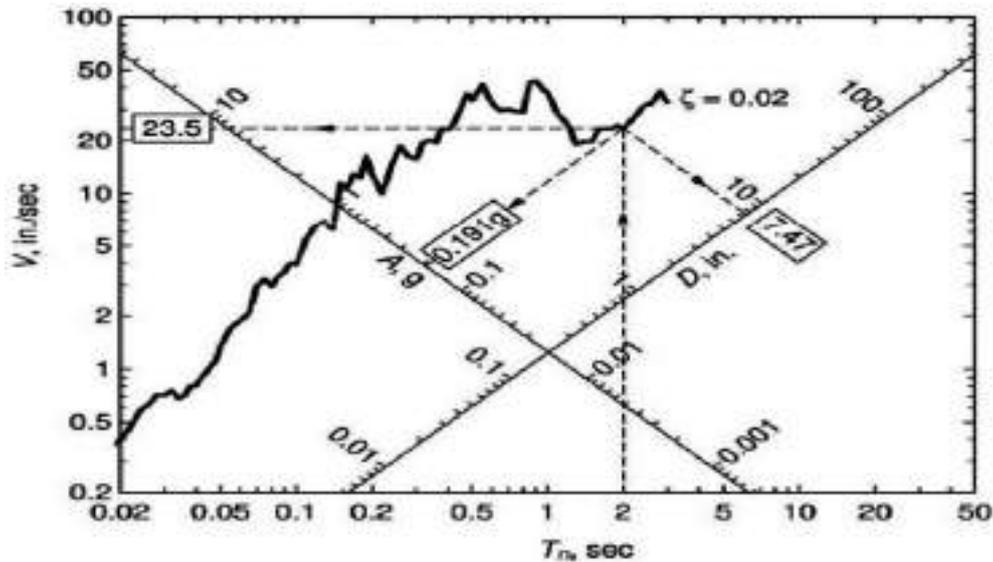


Рисунок 1.7 Комбинированный D- V- A спектр

1.9 Постановка задач исследования

В ходе выполнения работ ставились следующие задачи для исследований:

- провести анализ сейсмической обстановки в регионе размещения АЭС «Руппур»;
- разработать экспериментальный стенд для исследований эффективности, завихряющей вставки, созданной на основе программы 3ds Max;
- определить наиболее эффективную модель завихрителя, которая максимально снижает пульсации давления в трубопроводе на переходных участках при различных режимах течения двухфазного потока и, в свою очередь, имеет минимальное гидравлическое сопротивление, создаваемое внутренней геометрией;
- исследовать величины гидравлического сопротивления различных типов исследуемых завихрителей;
- провести анализ скоростных полей теплоносителя после прохождения им завихряющей вставки методом лазерной велосимметрии PIV;
- выполнить исследование характеристик двухфазного потока при тчении по гладкой трубе при относительно высоких параметрах расходов воды и воздуха;
- провести исследование перегретой жидкости в условиях отсутствия циркуляции;
- выполнить исследование вскипания перегретой жидкости в узком канале.

ГЛАВА 2. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ, ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И АНАЛИЗ ПОГРЕШНОСТЕЙ

2.1 Методы исследования колебаний на экспериментальной установке

Для проведения исследований в широком диапазоне изменения расходов жидкости и паросодержаний были разработаны и смонтированы экспериментальные стенды: большой гидравлический стенд двухфазных течений, малый гидравлический стенд одно- и двухфазных течений, установка для формирования и исследований объемного вскипания перегретой жидкости в сосудах и установка вскипания перегретой жидкости в условиях узкого канала.

Использовалась вибродиагностическая аппаратура на базе сборщика данных СД 12М и прикладной программы «Vibro-12»; лазерная методика, диагностика скоростей и траекторий движения жидкостей с помощью кросс-корреляционной камеры; система инфракрасного контроля температур (тепловизионный метод), скоростная видеосъемка процессов вскипания, методики измерения расходов фаз двухфазных потоков, методики измерения гидравлических сопротивлений. Все данные методики имели, как правило, связь с компьютерным комплексом, позволявшим фиксировать, а впоследствии и анализировать результаты полученных измерений [101-118].

Развитие энергетики за последние годы поставило более жесткие требования к надежности энергетических установок. Особенно это проявляется в отношении установок атомных электростанций. В связи с этим повысились требования к достоверности расчетов элементов энергетических установок, на прочность, причем расчеты на колебания и прочность при вибрационных нагрузках рассматриваются в настоящее время как неотъемлемая составная часть общего комплекса прочностных расчетов конструкций. Поэтому важную роль приобретает внедрение в практику проектирования развитых в недавние годы методов расчета вибрации элементов энергетических установок [37].

Вибрации энергооборудования на энергоблоках представляет серьезную проблему как при проектировании, так и при эксплуатации блоков и отдельных

узлов. Именно на этапе проектирования основной упор делается на расчет вибрационной устойчивости узлов. Однако полностью избавиться от вибраций невозможно. Это связано с тем, что при работе оборудования возникает множество факторов, способствующих её появлению. Один из компонентов оборудования, наиболее подверженный вибрации – линии трубопроводов.

Трубопроводы в энергетических установках являются одним из самых распространенных и дорогостоящих элементов. Трубопроводы связаны с агрегатами высокого давления, циркуляционными насосами, турбоагрегатами, с элементами, имеющими большие нестационарные расходы рабочих сред, и подвергаются значительным вибрационным нагрузкам. В этих условиях обеспечение работоспособности трубопроводных систем и определение практических средств снижения вредных вибраций трубопроводов становятся важной практической задачей.

Основным источником вибрации трубопроводов, в большинстве случаев, является пульсирующий поток рабочего тела. Наличие энергии пульсации потока вследствие неравномерной работы насосов не является достаточным условием для возникновения вибрации трубопроводов, так как их собственные колебания и колебания, вызванные внутренними усилиями, как правило, уравниваются друг друга. Но при возможном колебании от неуравновешенных роторов турбин и насосов может иметь место эффект наложения колебаний с возникновением так называемых амплитудных вибраций. Но все же главной причиной виброперемещений является пульсирующий поток теплоносителя в трубопроводе, что в конечном итоге, при наложении прочих факторов, вызывает значительные колебания систем трубопроводов и агрегатов. Усилия, вызывающие вибрации, обычно возникают не на прямолинейных участках, а при наличии местных сопротивлений и неоднородностей, таких как: а) шероховатости труб; б) различные изменения диаметра трубопровода; в) изгибы; г) арматура и прочие конструкционные узлы.

Вибрационные нагрузки приводят к чрезмерно быстрому износу оборудования вследствие усталости металла в местах, наиболее подверженных

данным нагрузкам. Как правило, это заканчивается усталостным разрушением трубопровода и его разгерметизацией, что уже является аварией. На рис. 2.1 представлена структурная схема классификации колеблющихся потоков, а на рис. 2.2 - блок схема методов снижения вибраций трубопроводов.



Рисунок 2.1 Структурная схема классификации колеблющихся потоков

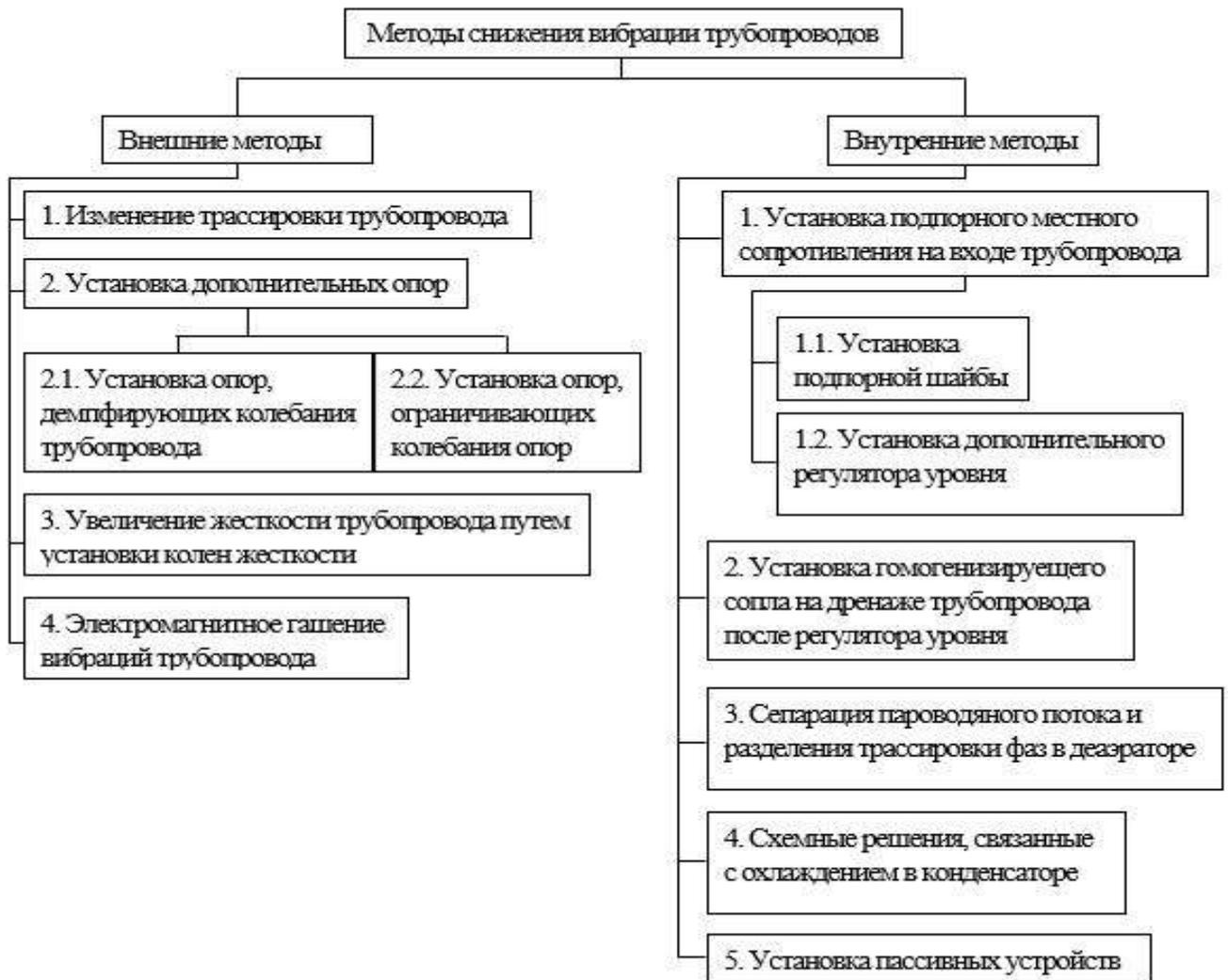


Рисунок 2.2 Блок схема методов снижения вибрации трубопроводов

В настоящее время проводятся различные исследования в области продления ресурса и сроков эксплуатации АЭС, что наряду с прочим, включает в себя изучение конструкционных узлов и характеристик элементов энергоблоков и механических свойств материалов этих элементов. Известно, что узлы энергоблоков зачастую выходят из строя вследствие усталостного разрушения. В данном вопросе не последнее место уделяется изучению проблем вибрационной устойчивости металлов, поскольку именно вибрация является основной причиной усталостного разрушения конструкций.

При конструировании новых узлов уже на этапе проектирования возникает необходимость подробного изучения характеристик потока внутри канала, что проводится, как теоретическими, так и экспериментальными методами. Теоретически можно рассчитать большинство периодических нагрузок, создаваемых текущим потоком и на простейших математических моделях показать динамику развития колебательных процессов. К примеру, поддаются расчету следующие виды нестационарных состояний трубопровода:

1. свободные колебания трубопроводов;
2. вынужденные колебания;
3. акустические колебания;
4. амплитудные колебания;
5. колебания, вызванные пульсацией теплоносителя;
6. всевозможные комбинации при сложении колебаний.

Смоделировать все процессы, протекающие в реальных установках, не представляется возможным ввиду сложности конструктивного исполнения трубопроводных систем. Как следствие, на реальных установках возникают нерасчетные режимы течения потока. Это, в свою очередь, вызывает проблемы при эксплуатации всего энергоблока. Поэтому возникает необходимость моделирования отдельных участков трубопроводных систем на экспериментальных стендах с целью проведения экспериментов в условиях, максимально приближенных к реальным. Благодаря данным, полученным на подобных установках, в настоящее время проводятся работы по модернизации трубопроводных систем [38].

Исследованием вибрации в настоящее время посвящено много работ, это и теоретические методы, применяемые при проектировании, и экспериментальные для более точного анализа происходящих процессов.

Коснемся экспериментальных методов. Они основаны на исследовании вибраций в условиях, максимально приближенных к реальным, эксплуатационным. Эксперименты проводятся на специально созданных стендах, которые либо повторяют реально существующие линии трубопроводов, либо моделируют процессы, протекающие в реальных установках. На сегодняшний день применяемые в экспериментах установки – это схемы трубопроводных линий, в которых моделируются различные гидродинамические условия, свойственные отдельным участкам энергоустановок. Большую важность представляет исследование причин возникновения вибраций. Для их исследования внедряются стенды, не относящиеся к реальным трубопроводным схемам. Единственное их назначение – формирование таких режимов, в которых существуют благоприятные для возникновения вибраций условия. Конструкция подобных схем довольно проста. Одним из основных требований, предъявляемых к данным установкам, является возможность формирования различных режимов течения рабочей среды, таких, как: ламинарный, пленочный, пузырьковый, переходный, снарядный (с высокой степенью турбулизации). Известно, что однофазный поток на АЭС с реактором под давлением представлен только в первом контуре. Проблемы пульсации однофазных жидкостей изучены в достаточно полном объеме, чего нельзя сказать о двухфазных потоках.

Что касается некоторых других типов АЭС, то реакторы типа АСТ и РБМК содержат двухфазную среду в контуре циркуляции. Практически весь второй контур реактора ВВЭР представлен двухфазной средой. В силу сложности оборудования реакторных схем, проблемы, вызванные течением двухфазного теплоносителя, во многих случаях вызывают повреждения контура. Поломки оборудования, вызванные колебаниями трубопроводов, содержащих двухфазную среду, являются самыми распространенными на АЭС. Поэтому изучение двухфазных потоков и способов снижения вибраций являются важнейшей технологической задачей.

2.2 Способы снижения колебаний трубопроводов при пульсирующих характеристиках потока теплоносителя

Снижение амплитуд колебаний давления в трубопроводах энергетических установок может достигаться следующими способами:

1. Созданием трубопроводной системы, спектр собственных частот которой отличается от частот внешних воздействий, что предотвращает возможность возникновения резонансных колебаний в среде теплоносителя;
2. Устранением или уменьшением интенсивности источников возмущений в проточной части трубопроводной системы;
3. Применением различных гасителей колебаний давления;
4. Использованием стабилизаторов давления.

Возможности использования первого способа ограничиваются на практике определенными трудностями технико-экономического характера [39]. В частности, на действующих трубопроводных системах изменения конструкции трубопроводов практически исключаются или настолько ограничены, что применение указанного способа не дает сколько-нибудь ощутимых результатов. Поэтому первый способ снижения колебаний давления целесообразно использовать в процессе проектирования трубопроводных систем, когда имеется возможность вносить в конструктивную схему необходимые изменения. Для уменьшения амплитуды колебаний давления в результате изменения конструкции трубопроводов необходимо знать динамические или акустические характеристики всех элементов. Такими характеристиками являются импедансы. При определении импедансов элементов трубопроводных систем встречаются определенные трудности, которые обусловлены тем, что в данной области имеется ряд нерешенных теоретических проблем. В настоящее время существует целый ряд сложных элементов, для которых точное определение импедансов пока не представляется возможным. В подобных случаях прибегают к упрощениям расчетных схем акустических систем, представляя их набором емкостей и

однородных трубопроводов. Изменением конструкции системы практически не удастся существенно снизить амплитуды колебаний давления в сложных разветвленных трубопроводах, где довольно часто создаются условия для резонанса одновременно нескольких собственных гармоник, что ставит перед необходимостью применения специальных устройств управления пульсациями давления.

2.3 Методы и типы устройств для снижения вибраций в трубопроводах энергетических систем

Разнообразие встречающихся средств и методов снижения вибрации говорит о недостаточной изученности причин вибрации, сложности оптимального экономически выбора существующих решений, а также в некоторых случаях недостаточной проработке предлагаемых конструкций.

Известные методы ликвидации вибрации дренажных и продувочных трубопроводов можно классифицировать на внешние и внутренние, различающиеся, соответственно, на способы ограничения собственно вибрации трубопровода и способы ликвидации причин, вызывающих эти вибрации. Обзор наиболее известных технических решений по снижению вибрации представлен ниже [40].

2.3.1 Внешние методы снижения вибрации трубопроводов

а) Изменение трассировки трубопровода.

Как отмечают большинство исследователей, трассировка имеет большое влияние на интенсивность вибрации трубопроводов, в основном за счет изменения упругих свойств системы, а также благодаря сосредоточенному расположению опор и креплений трубопроводов. В связи с малым свободным строительным объемом, на действующих станциях широкого применения это решение не нашло. На стадии проектирования трубопроводных систем оно также не учитывается, ввиду отсутствия апробированных методик определения динамических

характеристик пространственно-расположенного трубопровода с двухфазным потоком.

б) Установка дополнительных опор.

б.1) Установка опор, демпфирующих колебания труб.

В этом случае опоры выполняются либо с элементом, обеспечивающим гашение энергии колебаний за счет диссипативных потерь, либо с динамическим гасителем. Как показывает практика, опоры такого типа неудовлетворительно работают на дренажных трубопроводах - случаются обрывки креплений.

Это, очевидно, объясняется сложным спектром динамических усилий на трубопровод со стороны двухфазного потока, сочетающего резкие, типа гидроудара, толчки и вынужденные колебания трубопровода с некоторым разбросом частот. По этим же причинам, а также ввиду более металлоемкой конструкции, не нашел широкого применения динамический гаситель.

б.2) Установка опор, ограничивающих колебания трубопровода.

В этом случае трубопроводу обеспечиваются лишь температурные расширения, в то время как вибрационные нагрузки передаются на фундамент. При наличии надежных и массивных конструкций здания, а также при относительно небольших динамических усилиях, такая схема себя оправдывает, однако при больших диаметрах трубопроводов (D_y 200 и более) и на пусковых режимах, имели место срывы трубопровода с опор.

в) Увеличение жесткости трубопровода путем установки колец жесткости.

Этот метод не нашел применения в энергетическом хозяйстве, из-за сложных условий работы металла технологических трубопроводов. Положительный эффект изменения собственных частот группы трубопроводов пароводяных коммуникаций на АЭС с РБМК, путем наложения жестких поперечных связей, был использован для снижения вибраций трубопроводов с пароводяной смесью, однако для одиночного трубопровода такое решение теряет смысл.

г) Электромагнитное гашение колебаний.

Такие мероприятия, как электромагнитное гашение вибраций труб, либо наложение на трубопровод колебаний равных по амплитуде и смещенных по фазе

относительно возмущающих колебаний на 180° , не рассматриваются персоналом станций, как альтернативные решения, в связи с их сложностью и высокими затратами на эксплуатацию [41].

2.3.2 Внутренние методы снижения вибрации трубопроводов

В отличие от внешних методов, методы внутренние предполагают активное воздействие на гидродинамику потока с целью изменения режима течения теплоносителя и снижения возмущающих усилий, действующих на трубопровод [42-44].

а) Установка подпорного местного сопротивления на выходе трубопровода.

а.1) Установка подпорной шайбы.

Директивные материалы по эксплуатации теплотехнического оборудования энергосистем предполагают следующие меры по устранению вибрации и эрозии трубопроводов слива дренажей ПВД (КС) в деаэратор:

- увеличение диаметра трубопровода исходя из весовой скорости потока $2500 \text{ кг/м} \cdot \text{с}$;
- ввод сливного трубопровода в паровое пространство деаэратора реализуется через подпорное устройство;
- общее гидравлическое сопротивление трубопровода сохраняется неизменным.

Анализ вибрационного состояния трубопроводов на действующих станциях показал, что, несмотря на реализацию представленных мер, проблема вибрации осталась открытой.

а.2) Перенос регулятора уровня в ПВД (КС) на выход трубопровода.

Такое решение рассматривается как альтернативное установке подпорных шайб. Однако, как показывает опыт эксплуатации дренажных трубопроводов, вибрация трубопроводов снижается незначительно, а при этом появляется нестабильность работы регулятора уровня в автоматическом режиме и

наблюдается сильный эрозионный износ (до 2–4 мм/год) исполнительного органа регулятора [45].

а.3) Установка дополнительного регулятора на выходе трубопровода.

В такой схеме регулятор уровня находится на входе в трубопровод и работает в номинальных условиях, обеспечивая заданный уровень конденсата. Регулятор на выходе трубопровода поддерживает при этом давление, предотвращающее вскипание конденсата.

Такая схема аналогична схеме с подпорной шайбой переменного сечения и при хорошем согласовании гидравлических характеристик трубопровода и обоих регуляторов может обеспечивать безвибрационную работу трубопроводов. Однако, перенос регулирующего канала к месту сброса конденсата понижает маневренность дренажной системы за счет увеличения инерционных характеристик звена «уровень-трубопровод-регулятор». Поэтому из-за сложности такого согласования, схема не нашла широкого применения на электростанциях.

б) Установка гомогенизирующего сопла на дренажном трубопроводе, после регулятора уровня.

В этом случае предлагается устранять вибрации дренажей путем "гомогенизации" потока цилиндрическим соплом калибра 10—12 с острой входной кромкой. При этом, сопла рассчитываются на обеспечение заданного расхода в критическом режиме течения вскипающей в нем жидкости. Отличие этого решения от предыдущих в том, что здесь предполагается переводить конденсат в режим парокапельной смеси, что обычно приводит к эрозии проточной части магистрали. Именно это обстоятельство привело в свое время к необходимости устанавливать на выходе дренажных трубопроводов ограничительные шайбы, лимитирующие скорость дренируемого конденсата. Кроме того, при течении влажного пара в трубопроводах может наблюдаться появление гидравлических ударов за счет периодического захлебывания трубопровода скапливающейся на стенках влагой. Такое явление особенно существенно для дренажей ПВД (СПП) в деаэрактор, имеющих вертикальное течение как основное.

в) Сепарация пароводяного потока и отдельная транспортировка фаз в деаэраторе.

Сепарация также является одним из способов избежать вибрации дренажей. Правда, метод не всегда приемлем, так как требует отдельной трассировки по пару и воде, увеличивая тем самым металлоемкость обвязочных трубопроводов. Кроме того, при недостаточной проработке системы разделения и сепарации фаз может произойти усиление вибраций. На действующих электростанциях указанный способ не нашел широкого распространения [46].

г) Схемные решения, связанные с охлаждением конденсата.

Такие решения предполагают внесение изменений в тепловую схему станции. Предполагается обеспечить охлаждение конденсата греющего пара, сбрасываемого каскадно в тепловой аппарат более низкого давления, до температур, предотвращающих вскипание дренируемого конденсата. Эти решения требуют внимательной проработки вопросов экономичности предлагаемой схемы, ее маневренности, а также определения оптимальной степени захолаживания. В этом перечне вопросов, первый может быть решен положительно, так как охлаждение каскадно дренируемого конденсата экономически выгодно, поскольку снижаются термодинамические потери от дросселирования. Вопросы маневренности и определения оптимальной величины степени захолаживания для борьбы с вибрацией, известной в технической литературе, не обсуждаются. Другое схемное решение - откачка конденсата в тепловой аппарат насосом, предлагается некоторыми проектными организациями в качестве альтернативной предыдущему решению.

2.4 Экспериментальный вибродиагностический стенд для исследований эффективности разрабатываемых устройств

На кафедре «Атомные станции и возобновляемые источники энергии» Уральского федерального университета, разработан и создан низконапорный стенд, предназначенный для исследований вибраций трубопроводов. Основанием для разработки данного стенда послужила потребность производств с

протяженными участками трубопроводов в снижении разрушающего действия вибраций, возникающих при различных режимах течения двухфазного теплоносителя. В данной главе исследуются разрабатываемые устройства для пассивного снижения вибраций трубопроводов. Одной из целей экспериментов на данном стенде является исследование эффективности разработанных устройств для пассивного снижения виброперемещения трубопровода.

Установка представляет собой систему труб, в которых теплоноситель движется по замкнутому контуру. Участки трубопровода, на которых чаще всего возникают колебания, оборудованы площадками для установки датчиков вибрации. Моделирование двухфазного потока осуществляется вводом в поток жидкости воздуха. Трубопровод закреплен на опорах и подвесках с двумя степенями свободы (все узлы рассмотрены ниже). Принципиальная схема установки (с указанием основного оборудования) представлена на рисунке 2.3

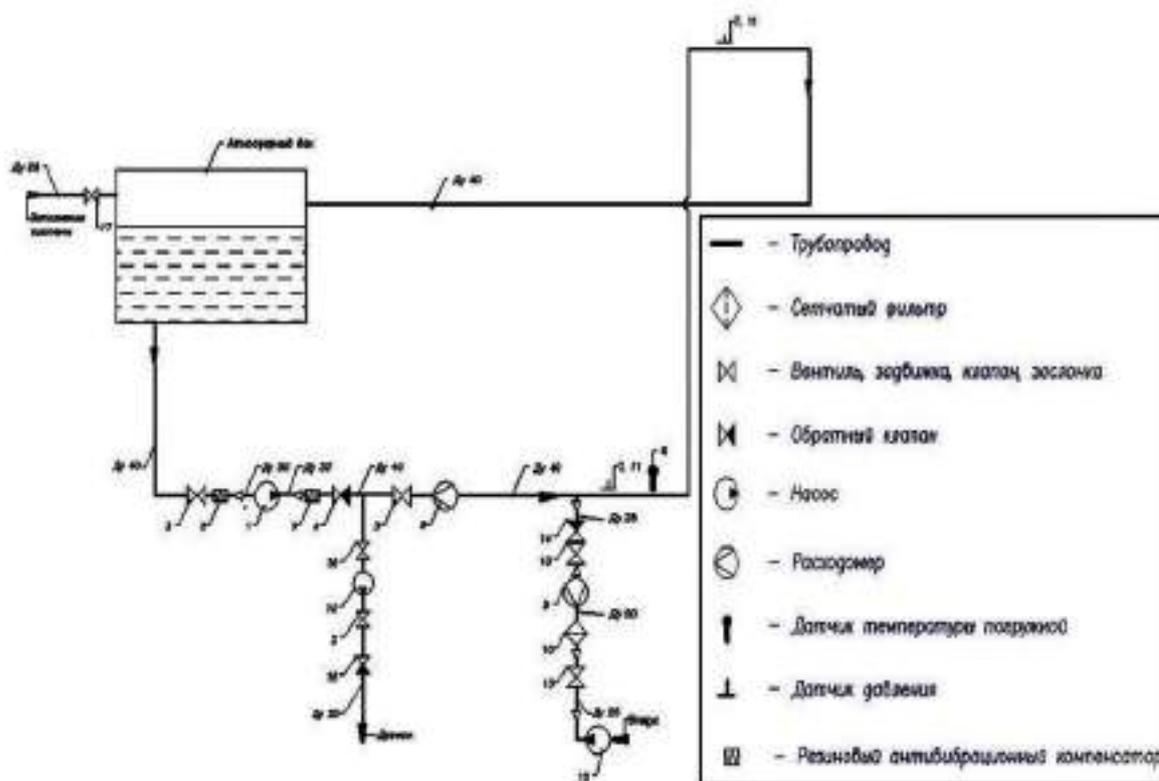


Рисунок 2.3 Принципиальная схема стенда для исследования вибрации трубопроводов.

Позиции на рисунке 2.3. указаны в таблице 2.1.

Таблица 2.1 Перечень оборудования вибродиагностического стенда

Поз	Оборудование	Кол.
1	Насос повысительный, марка NB 32-200/219	1
2,13,16, 17	Кран шаровый муфтовый Ду 25	5
3	Затвор поворотный межфланцевый Ду 40	2
4	Обратный клапан межфланцевый Ду 40	1
5	Гибкая вставка фланцевая Ду 40	2
6	Датчик температуры	1
7	Датчик давления	2
8	Расходомер турбинного типа фланцевый Ду 40	1
9	Ротационный счетчик газа фланцевый Ду 50	1
10	Фильтр воздушный фланцевый Ду 50	1
11	Трехходовой кран для датчика давления	2
12	Компрессор поршневой, марка МК 113-200-5,5	1
14	Обратный клапан муфтовый Ду 25	1
15	Насос дренажный, марка JP 5	1

Работа проводилась на экспериментальном стенде, имитирующем различные участки реального трубопровода, схема которого представлена на рисунке 2.4.

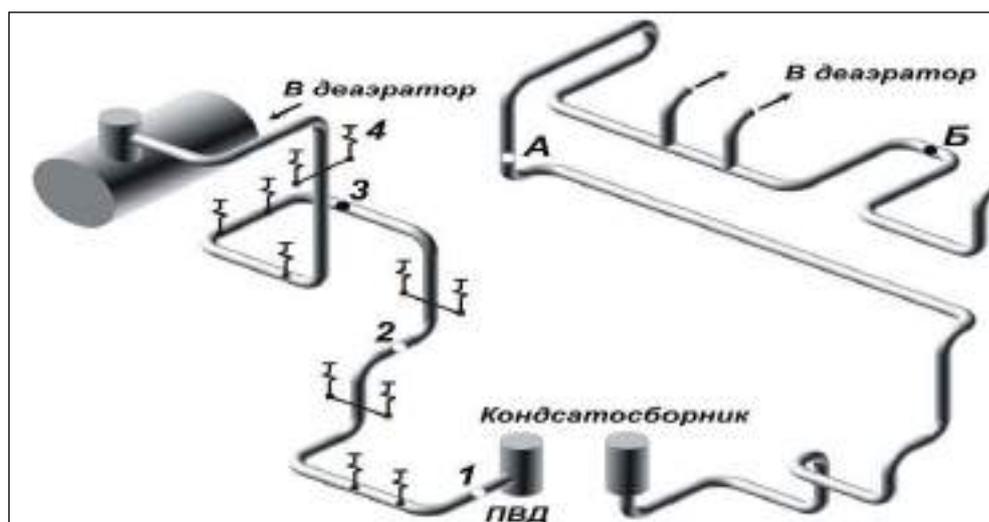


Рисунок 2.4 Схема дренажных конденсатопроводов (1 – 3 – места установки датчиков давления; 4 – пружинная подвеска; А, Б – места установки датчиков вибрации)

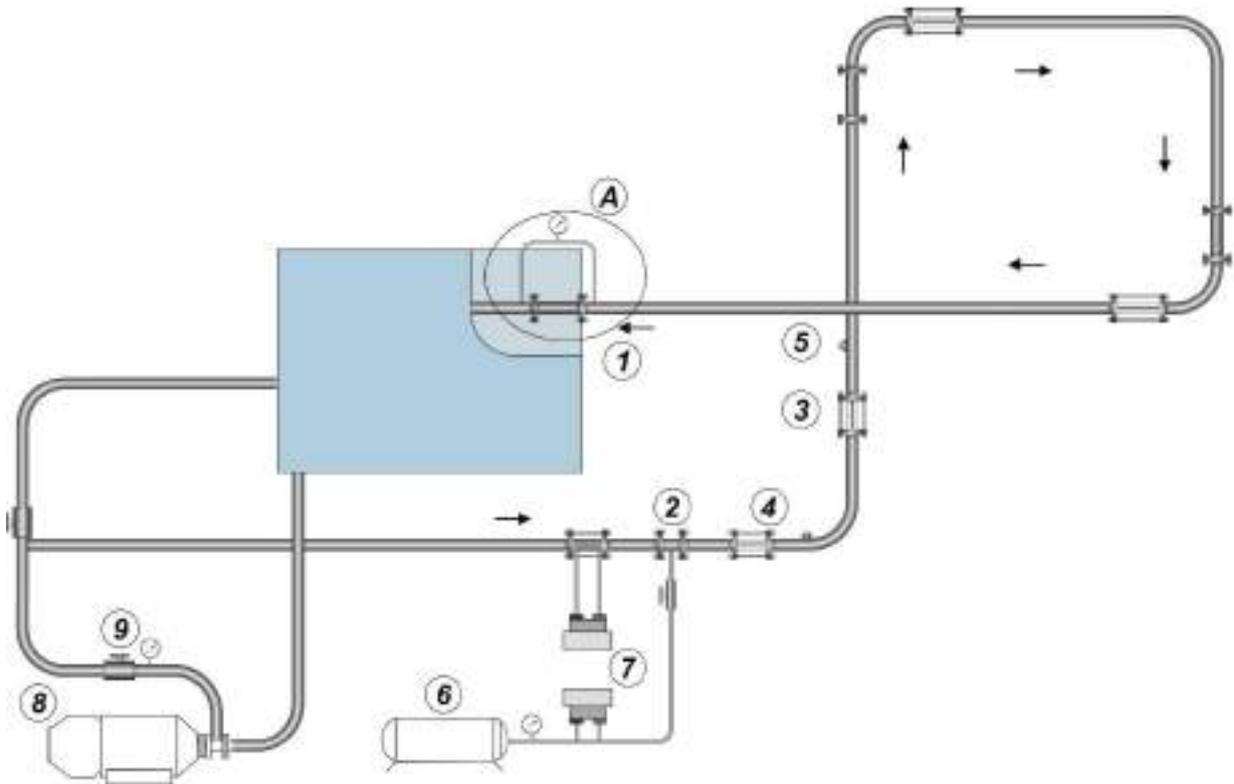


Рисунок 2.5 Принципиальная схема стенда (1-бак 2-узел смешения 3-узел визуализации 4-вставка-завихритель 5-датчик виброхарактеристик 6-компрессор 7-узлы измерения расходов 8-насос 9- вентиль А-участок измерения гидравлического сопротивления)

Принципиальная схема стенда представлена на рис. 2.5. Основные конструкционные характеристики исследуемых участков трубопроводов:

- диаметр трубопровода $D=44$ мм.
- длины участков * :
 1. вертикальный подъемный $L=3090$ мм.
 2. горизонтальный $L=3270$ мм.
 3. вертикальный опускной $L=2060$ мм.
- * - длины даны без учета криволинейных участков.
- радиус кривизны изогнутых участков $R=355$ мм.

На стенде исследуется влияние различных режимов течения ДФП на различных участках трубопровода:

1. вертикальный подъемный;
2. вертикальный опускной.

На рисунке 2.6. представлено фото фрагмента экспериментального стенда.



Рисунок 2.6 Фото фрагмента вибродиагностического стенда 1-трубопровод;

2- насос; 3-компрессор; 4-бак накопитель; 5 – шкаф управления

На рис.2.6 показан большой гидравлический стенд двухфазных течений и параметры стенда. Надо сказать, что стенд обеспечивает широкий диапазон изменения расходов воды и широкий диапазон изменения газосодержаний.

Схема экспериментального стенда показана на этом слайде. Из схемы видно, что, стенд имеет различные по ориентации участки: вертикальный, горизонтальный, нисходящий и восходящий участки. Размеры стендов участков указаны на данном слайде. Малый гидравлический стенд одно- и двухфазных течений использовался для измерения характеристик виброгасящих систем при помощи PIV методики и других методов (Раздел 2.5).

На характерных участках предусмотрены площадки для установки датчиков виброанализатора СД-12М. Для визуального наблюдения за структурой потока стенд снабжен узлами визуализации.

Моделирование двухфазного потока осуществляется созданием водяного напора циркуляционным насосом и вводом в этот поток воздуха посредством компрессора. Трубопровод контура циркуляции закреплен на подвесках с двумя степенями свободы.

Основанием для разработки данного стенда послужила потребность производств с протяженными участками трубопроводов в снижении разрушающего действия вибраций, возникающих при различных режимах течения двухфазного теплоносителя [47-53].

Основными задачами для реализации на стенде являются:

1. Исследование характеристик (параметров потока), влияющих на виброперемещение трубопровода;
2. Установление зависимости виброхарактеристик (виброскорость, виброускорение, виброперемещение) от расхода и паросодержания двухфазного потока для различных участков трубопровода.
3. Исследование влияния пассивных устройств и способов на изменение вибраций трубопроводов при течении двухфазного потока.

В ходе экспериментов предложена анимированная модель, демонстрирующая воздействие различных по внутренней геометрии вставок-завихрителей на виброперемещение трубопровода с двухфазным потоком. Для перекачивания жидкости применялся насос повысительный, воздуха – компрессор поршневой.

Рабочее давление в трубопроводе – 10 атм. Для снятия характеристик работающей установки применяется следующая контрольно-измерительная аппаратура:

1. манометр;
2. расходомеры Сапфир-22ДД;
3. Виброанализатор СД-12М

Основные технические характеристики установки:

1. Диапазон изменения расхода воды: 0-15 м³/ч;

2. Диапазон изменения расхода воздуха: 0-15 м³/ч;
3. Диапазон изменения истинного объемного газосодержания: 0-94 %;

Характеристики основного оборудования стенда приведены в Приложении 1.

2.5 Экспериментальная установка с лазерным «ножом» для визуализации и исследований изменений параметров течения потока после прохождения вставок-завихрителей

Метод PIV (цифровая трассерная визуализация) – оптический метод измерения мгновенных полей скорости жидкости или газа в выбранном сечении потока. Схема установки приведена на рисунке 2.7.

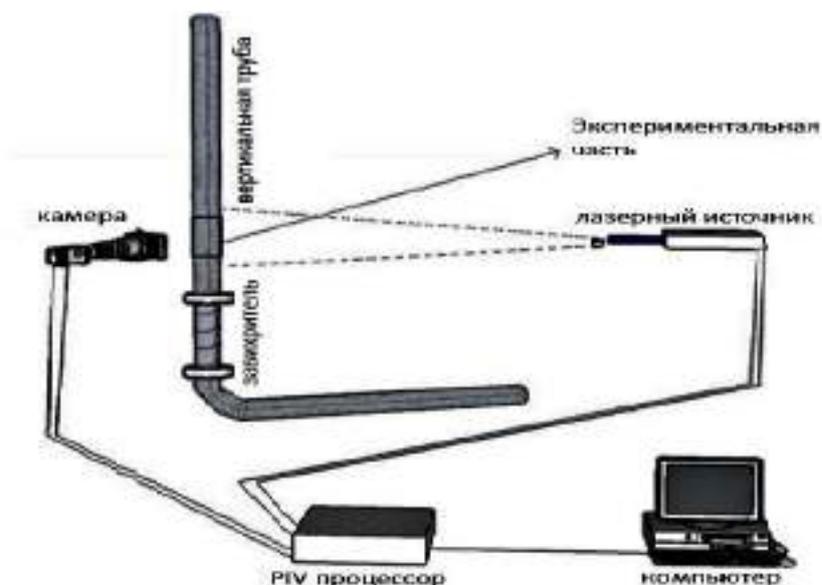


Рисунок 2.7 Схема измерительного комплекса «Полис» в составе лазерной установки, приемной камеры, синхронизатора, ПЭВМ-обрабатывающего комплекса

В излучателе расположены: 2 лазерных резонатора, 2 квантрона с активным веществом и лампой накачки, система сведения лучей, преобразователь частоты лазерного излучения и оптический аттенюатор. В системном блоке расположены: источник питания импульсных ламп накачки лазера, система охлаждения лазера и блок управления работой лазера. Излучатель и системный блок через разъем

соединены между собой гибким рукавом, в котором размещены шланги системы охлаждения, кабели силового питания и сигнальные кабели.

Система позволяет измерять две компоненты вектора скорости одновременно во всем заданном сечении ($D = 50$ мм).

Система «Полис» включает в себя:

- двойной импульсный Nd:YAG-лазер Quantel EVG с энергией в импульсе 145 мДж;
- объектив для формирования лазерного ножа;
- цифровую кросскорреляционную камеру «Видеоскан 4021» с разрешением 2048*2048 пикселей;
- широкоугольный объектив Nikon 28mm F/2.8D;
- синхронизирующий процессор; персональный компьютер с программным обеспечением Actual Flow.

Импульсный лазер создает тонкий световой нож и освещает мелкие частицы, взвешенные в исследуемом потоке. Положение частиц в момент двух последовательных вспышек лазера регистрируются на два кадра цифровой камеры. Скорость потока определяется расчетом перемещения, которое совершают частицы за время между вспышками лазера. Определение перемещения основано на применении корреляционных методов к трассерным картинкам с использованием регулярного разбиения на элементарные области. В предварительных научных исследованиях, касающихся экспериментов с потоком жидкости, теперь очень важна скорость изображения частиц. Для извлечения локальной скорости жидкости PIV записывает положение во времени мелких частиц-индикаторов, вводимых в поток жидкости.

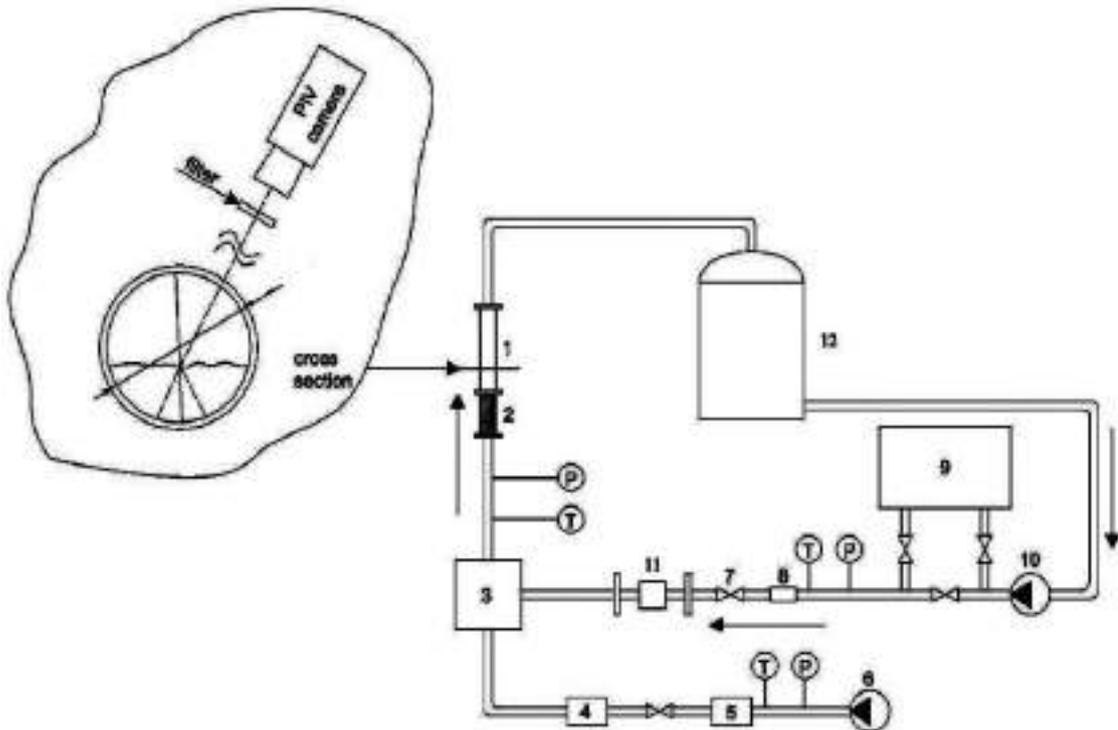


Рисунок 2.8 экспериментальный стенд для измерения скорости изображения частиц (1-труба из плексигласа 2-вставка 3-блок обработки 4-демпфер 5-расходомер воздуха 6-компрессор 7-клапан 8-расходомер воды 9-панель управления 10-насос 11-измерительный прибор 12-водяной бак)

Для исследований влияния внутренней геометрии вставок-завихрителей на поток жидкости проводились эксперименты с каждым типом разрабатываемых устройств и сравнение с «контрольными» показателями вибрации, полученными на гладкой трубе.

Из рассмотренных методов только последний удовлетворял требованиям поставленной задачи. Он позволяет измерять поля скорости в каналах субмиллиметрового размера с разрешением векторного поля до 2-5 мкм/вектор в сечении, толщиной всего несколько микрон. Для проведения экспериментов по исследованию потока жидкости в оптическом диапазоне была использована измерительная система «Полис», позволяющая измерять пространственные распределения двух и трех компонент мгновенной скорости потока, рассчитывать

пространственные производные скорости, а также рассчитывать целый набор смешанных статистических моментов (до четвертого порядка, в том числе напряжения и потоки Рейнольдса) флуктуаций различных величин: скорости, градиентов скорости, температуры, концентрации дисперсной фазы и др. Схема измерительного комплекса, примененного на экспериментальном стенде, показана физическая модель для циркуляции двухфазного потока и установки PIV на рисунке 2.8

2.6 Экспериментальная установка для исследований поведения перегретой жидкости при низкочастотном ударном воздействии (в большом объеме и узком канале)

Созданная установка и эксперимент имитирует ситуацию в активной зоне ядерного реактора АЭС при сейсмических воздействиях. В результате низкочастотного воздействия, характеризующегося высоким уровнем амплитуды, может нарушиться функционирование циркуляционного насоса или отдельных участков трубопроводной системы, понизиться эффективность охлаждения активной зоны и, как следствие, возникнуть перегрев участков (кризис теплообмена 2-го рода) с последующим парообразованием и выходом радиоактивных веществ за пределы 1-го контура.

Перегретая жидкость — жидкость, нагретая выше температуры кипения. Перегретая жидкость является примером метастабильного состояния, в ряде энергетических и технологических режимов вызывает такие специфические динамические явления, как взрывообразное вскипание за счёт запасённого тепла, неустойчивости поверхности раздела жидкость-пар, формирование фронта фазового перехода.

Со временем появляются и развиваются пузырьки пара на поверхности или заполненные паром кавитационные пузырьки. Рост объема пузырьков заканчивается взрывом, известным как «паровой взрыв». После сильного

землетрясения и цунами на АЭС «Фукусима-дайичи» (2011 г.) специалисты столкнулись с проблемой охлаждения активной зоны, поскольку циркуляционная охлаждающая вода была недоступна в результате отключения аварийных насосов. Известно, что после автоматического срабатывания систем останова ядерных реакторов из-за сейсмического воздействия, автоматическая защита сработала, однако выделение тепла в активной зоне продолжалось, и перегрев мог привести к серьезным повреждениям топливных стержней [54].

Фазовый переход жидкость-пар является распространенным процессом как в технологии, так и научных исследованиях. Он приводит к метастабильному состоянию жидкости при наличии постоянного подвода теплоты. Кавитационный процесс интенсивного фазового перехода и парового взрыва может вызвать сильный шум, повреждение компонентов, вибрации и потерю управляемости. В традиционной тепловой энергетике кавитация также оказывает эрозионное воздействие на поверхность лопаток турбин [55]. вибрация негативно влияет на все ключевые факторы эффективности работы топливного элемента, в том числе на 56% увеличение омического сопротивления [56].

Теплофизические характеристики потоков в трубопроводах были исследованы. Обнаружено, что при частотах 10–100 Гц со смещением 3–5 мкм коэффициенты теплопередачи увеличивались на 5–30% [57].

Таким образом, любая вибрация или внешние ударные воздействия влияют на перегретую жидкость, что приводит к мгновенному вскипанию, выбросу парожидкостного столба и высокой вероятности нарушения целостности оборудования.

Для регистрации образования пузырьков в течение всего процесса эксперимента и собственно взрыва пара была применена видеокамера высокого разрешения, рисунок 2.9.



Рисунок 2.9 экспериментальная установка для исследований низкочастотного воздействия на процесс вскипания перегретой жидкости

На рис.2.9 представлено фото установки по исследованию вскипания перегретой жидкости в сосуде. Такие эксперименты проводились и ранее другими авторами, но в данной работе было показано, что в очищенной жидкости в условиях незначительного перегрева кипение может иметь взрывной характер. В ходе эксперимента производилось одновременное измерение температуры методом тепловизионного контроля и скоростная видеосъемка с использованием видеокамеры.

Для эффективной очистки стеклянных емкостей с целью исключения остатков центров парообразования на стенках, использовались смеси концентрированной серной кислоты и дихромата калия, а также раствор царской водки. Емкости с растворами нагревались до температуры 80°C в течение 10 минут.

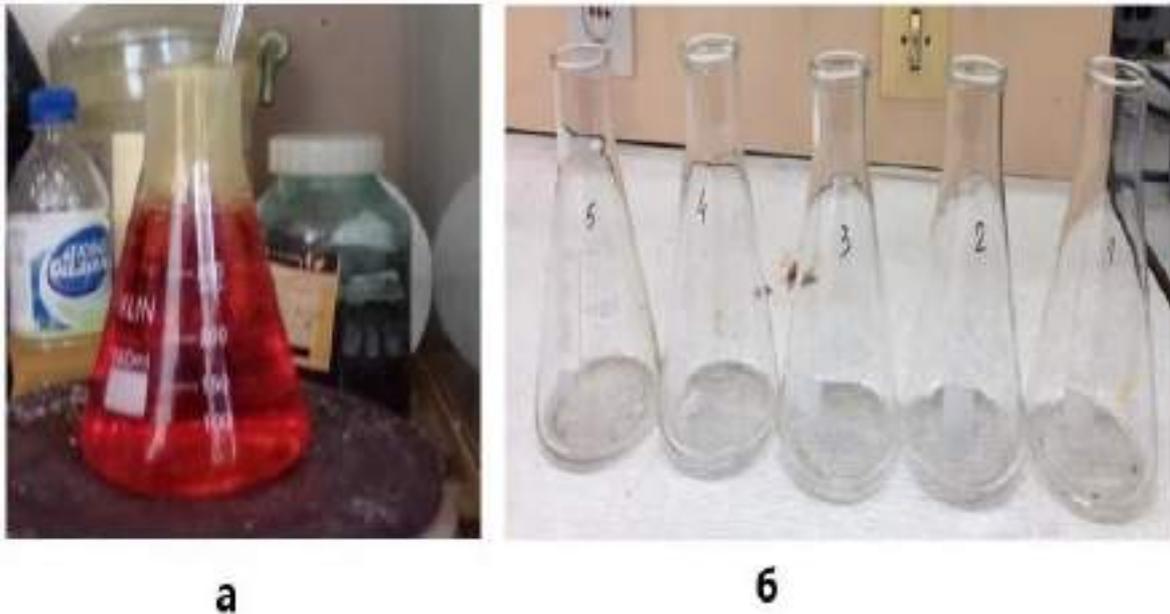


Рисунок 2.10 а- Химическая очистка емкости (колбы) Б- колбы, используемые в качестве экспериментальных емкостей

Сразу после процесса очистки химическими смесями все емкости промывали и наполняли дистиллированной водой для проведения эксперимента. Температура воды измерялась через определенный промежуток времени (30 с). Одновременно производилась запись изображения «картины вскипания» с помощью скоростной съемки на камеру высокого разрешения.

Внешние возмущения низкой частоты (0,5-10 Гц) создавались в форме ударного воздействия на сосуды с перегретой водой для имитации сейсмического влияния и обнаружения их последствий. Результаты экспериментов по низкочастотному влиянию на емкость с перегретой жидкостью описаны в главе 5.

Для исследования воздействия низкочастотных колебаний на поведение перегретой жидкости в узких каналах был разработан и смонтирован стенд, представленный на рис. 2.11. Здесь показана схема стенда для проведения таких измерений. Это узкий канал диаметром 4мм, микротермопара типа К и оптическое наблюдение за процессами, которые происходили при парообразовании.

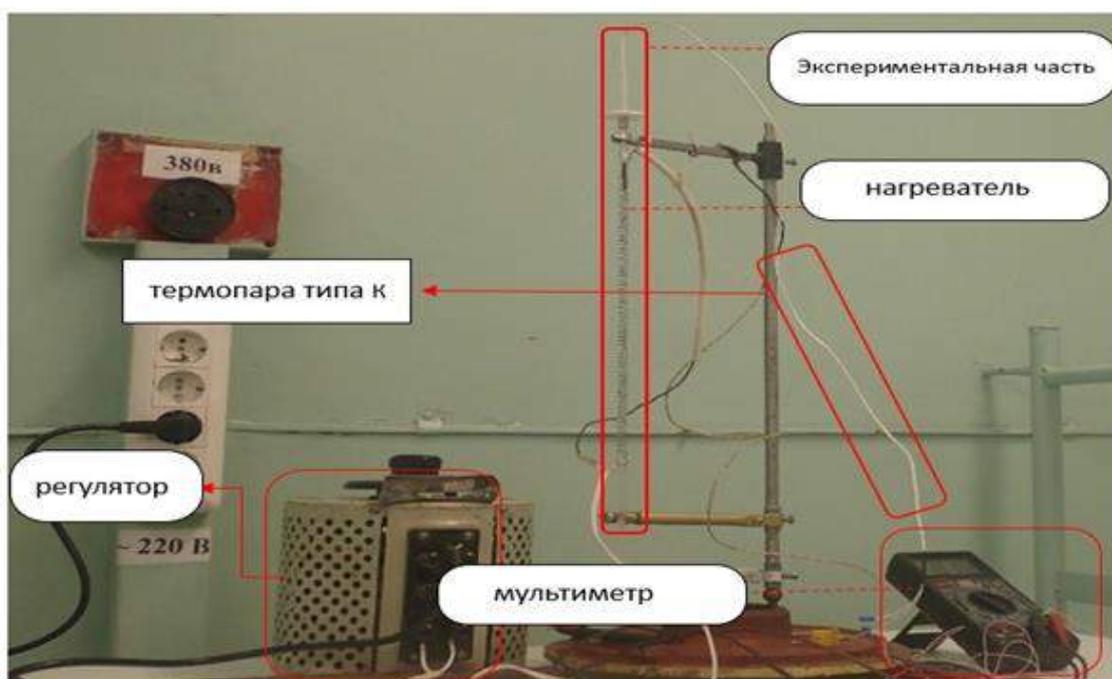


Рисунок 2.11 Стенд для исследования влияния низкочастотного ударного воздействия, на процесс кавитации теплоносителя в узком вертикальном канале

2.7 Методика проведения исследований и определение погрешностей при измерении температур

В ходе исследований использовались несколько мензурок в качестве объема экспериментального сосуда и также узкий канал. В качестве рабочей жидкости применялась чистая дистиллированная вода. Нагреватель был настроен на непрерывный нагрев с постоянной скоростью. Тепловизор использовался для измерения и визуализации температурных полей. Параллельно производились измерения температур перегреваемой воды хромель-копелевой Х-К термопарой.

Чтобы добиться высокого уровня перегрева жидкости осуществлялась ее очистка от центров кристаллизации с использованием специальных химических смесей: царская водка – смесь азотной и соляной кислот, в молярном соотношении 1:3 (желто-оранжевая дымящаяся жидкость с высокими растворяющими свойствами).

Низкочастотные воздействия на перегретую жидкость усугубляют (ускоряют) возникновение взрывного выброса пара перегретой жидкости в отсутствие циркуляции теплоносителя. В свою очередь, схлопывание пузырьков пара из-за кавитации в теплоносителе может оказать разрушительное воздействие на механическое оборудование, оболочки ТВЭЛ, стержней управления, и в целом повредить активную зону реактора. Это, в свою очередь, может привести к расплавлению активной зоны.

Среднеквадратичная погрешность результатов температурных измерений не превышала $(0,015 \cdot 100\%) = 1,5\%$ при использовании тепловизора и 1% при измерениях X-K термопарами.

Результаты исследований влияния низкочастотных колебаний, имитирующих воздействие во время землетрясения на поведение перегретой жидкости в узких каналах, приведены в гл.5.

2.8 Анализ погрешностей при определении показателей эффективности завихрителей (снижение виброускорений, виброскорости и виброперемещений трубопроводов)

Объяснение анализа погрешностей было представлено на основе источников [131,132]. Измерения не могут быть выполнены абсолютно точно. Всегда имеется некоторая неопределенность в значении измеряемой величины. Эта неопределенность характеризуется погрешностью отклонения измеренного значения величины от ее истинного значения. Приведем некоторые из причин, приводящих к появлению погрешностей.

1. Ограниченная точность измерительных приборов.
2. Влияние на измерение неконтролируемых изменений внешних условий (напряжения в электрической сети, температуры и т.д.)
3. Действия экспериментатора (включение секундомера с некоторым запаздыванием, различное размещение глаз по отношению к шкале прибора и т.п.).
4. Неполное соответствие измеряемого объекта той абстракции, которая принята для измеряемой величины (например, при измерении объема пластинка

считается параллелепипедом, в то время как у нее могут быть за- кругления на ребрах).

5. Нестрогость законов, которые используются для нахождения измеряемой величины или лежат в основе устройства прибора.

В зависимости от причин, приводящих к возникновению погрешностей, классифицируют следующие погрешности:

1. Систематические погрешности

2. Случайные погрешности

3. Приборные погрешности

Систематические погрешности - такие погрешности, которые соот- ветствуют отклонению измеряемой величины от ее истинного значения всегда в одну сторону - либо в сторону завышения, либо в сторону занижения. При повторных измерениях в тех же условиях величина погрешности остается неизменной. При закономерных изменениях условий погрешность также меняется закономерно.

Случайные ошибки представляют не что иное, как случайные события по теории вероятностей. Гаусс, рассматривая случайные события, установил нормальный закон распределения случайной величины, который применим и для результатов измерений при наличии случайных ошибок Δx_i :

$$f(\Delta x_i) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{(-\Delta x_i^2 / 2\sigma^2)}, \quad (2.1)$$

где $f(\Delta x_i)$ – вероятность отклонения случайной величины x от ее наиболее вероятного значения x_0 . Параметр σ в формуле (3) называется *стандартной ошибкой*, а ее квадрат σ^2 – *дисперсией* измерений.

При ограниченном небольшом числе измерений дисперсия определяется по приближенной формуле

$$\sigma^2 \approx s^2 = \sum_{i=1}^n (x_{cp} - x_i)^2, \quad (2.2)$$

$$\text{где, } s = \sqrt{\frac{1}{(n-1)}((x_{cp}-x_1)^2 + (x_{cp}-x_2)^2 + \dots + (x_{cp}-x_n)^2)}$$

представляет собой среднюю квадратичную ошибку, или стандартное отклонение (ошибку).

Относительной ошибкой называют отношение абсолютной ошибки к среднему арифметическому результату измерения:

$$E = \pm (\Delta x / x_{cp}) , \quad (2.3)$$

Относительную погрешность принято выражать в процентах:

$$E = \pm (\Delta x / x_{cp}) 100\% , \quad (2.4)$$

Приборные погрешности. Предполагая, что приборные погрешности, имеющие систематический характер, устранены (весы выставлены по отвесу и уравновешены в отсутствие нагрузки, стрелка отключенного электроизмерительного прибора показывает на нуль, часы выверены по сигналам точного времени и т.д.), мы все приборные погрешности будем относить к случайным. Такие погрешности могут возникать при изготовлении приборов или при их градуировке. Обычно довольствуются сведениями о допустимых приборных погрешностях, сообщаемых заводами-изготовителями в паспортах, прилагаемых к приборам. Завод ручается, что погрешности отсчета по прибору не выходят за пределы, указываемые в паспорте. При этом остаются неизвестными ни конкретная величина, ни знак погрешности, получающейся в результате отдельного измерения данным прибором. Лабораторные ртутные термометры (без указания класса точности) -1°C

Для представления о достоверности результатов необходимо определить пределы погрешностей воспроизведения виброперемещения в контрольной точке.

Расчет пределов погрешностей измерений взят из комплекса, предназначенного для проведения периодической поверки и аттестации вибростендов на соответствие техническим требованиям в соответствии с ГОСТ Р 8.568-97 "Аттестация испытательного оборудования" и ГОСТ 25021.3-83 "Установки испытательные вибрационные электродинамические. Методы и средства аттестации".

Пределы погрешностей воспроизведения виброскорости (виброперемещения) оцениваются в процентах с доверительной вероятностью 0,95 по формуле:

$$\delta = 0,95 \sqrt{\delta_{pn}^2 + \delta_{pv}^2 + \delta_{ачх}^2 + \delta_z^2}, \quad (2.5)$$

где $\delta_{pv}=1,6$ % - предел основной относительной погрешности расходомера воды;

$\delta_{pn}=1,6$ % - предел основной относительной погрешности расходомера воздуха;

$\delta_{ачх}=1$ % - предел неравномерности АЧХ анализатора спектра

Коэффициент неравномерности распределения на данном режиме работы виброустановки в процентах определяется по формуле:

$$\Theta = \frac{\max |a_i - a_k|}{a_k} \cdot 100, \quad (2.6)$$

где a_i - ускорение или перемещение в i -ой точке крепления; a_k – ускорение или перемещение в контрольной точке; $\delta_r=7,68$ – предел дополнительной погрешности измерения от наличия высших гармоник, определяемой в процентах при измерении среднего квадратического значения параметра.

Величина δ_r определяется по формуле:

$$\delta_r = \left(\sqrt{1 + K_{ГК}^2} - 1 \right) * 100, \quad (2.7)$$

где $K_{ГК}=0,44$ - наибольшее значение коэффициента гармоник в контрольной точке в рассматриваемом диапазоне частот, относительные единицы.

Предел погрешности измерений воспроизведения виброскорости (виброперемещения) $\delta=9$ %.

ГЛАВА 3. РАСЧЕТНЫЙ ПРОГНОЗ УРОВНЯ СЕЙСМИЧЕСКОЙ ОПАСНОСТИ В РЕСПУБЛИКЕ БАНГЛАДЕШ

3.1 Сейсмическая ситуация в регионе Республики Бангладеш

Литографическая зона Бангладеш характеризуется высоким уровнем сейсмичности и за последние 100 лет на территории наблюдалось свыше 300 землетрясений различной интенсивности. Поэтому, при выборе площадки были выполнены многочисленные исследования, позволившие выбрать место удаленное от известных очагов сейсмической активности в малоактивной сейсмической зоне, относительно малоактивной. Однако, даже при удаленных очагах возможные сейсмические воздействия на оборудования АЭС. Повлияют ли они на теплофизические процессы в оборудовании.

Республика Бангладеш находится в зоне повышенной геотектонической активности: за длительный период наблюдений в Бангладеш и на территории соседних государств: Индия, Мьянма, Непал, имели место несколько тысяч сейсмических явлений [58]. В публикациях последних лет приведены данные о катастрофическом нарастании в этом регионе сейсмической активности вследствие движения трех крупных тектонических плит – Зондской, Евразийской и Индо-Австралийской [59].

В то же время население республики Бангладеш достигает 160 млн. человек, уровень энергопотребления на душу населения чрезвычайно низок, общая установленная мощность электростанций составляет 8,2 ГВт, годовое потребление энергии менее 300 кВт·ч на душу населения в год, что почти на порядок меньше, чем в средне развитых странах. Дальнейшее развитие страны зависит от устойчивой возрастающей генерации электроэнергии. В последние десятилетия этой проблеме уделяется повышенное внимание властей. Так, с 2010 года установленная мощность всех энергоисточников увеличилась практически вдвое; в 2017 гг. планировалось пустить новые ТЭС на 2-3 ГВт; развивается солнечная энергетика; заключаются контракты на импорт электроэнергии и сжиженного газа из соседних стран. Целевой показатель- увеличение мощности к

2021 г. до 20 ГВт. В этой связи атомная энергетика стала наиболее перспективным вариантом для Бангладеш вследствие возможности быстрого ввода значительных мощностей, преимуществ в решении задач охраны окружающей среды, экономической конкурентоспособности и стабильности производства энергии [60-61]. Однако сооружение крупного ядерного объекта на территории страны требует особого внимания к изучению геотектонической обстановки и использованию современных инженерных решений по обеспечению его безопасности.

3.2 Анализ сейсмической ситуации в районе строящейся АЭС "Руппур" (Республика Бангладеш)

Площадка строящейся АЭС "Руппур" расположена на восточном берегу реки Падма в округе Пабна на расстоянии около 160 километров на северо-западе от столицы Бангладеш-города Дакка. Предлагаемая площадь участка АЭС составляет 260 акров, и общая площадь застройки составляет около 1060 акров.

Атомная станция будет состоять из двух энергоблоков с реакторами типа ВВЭР мощностью 1200 МВт каждый, построенных по российскому проекту "АЭС-2006". Блоки, построенные по этому проекту, относятся к атомным блокам поколения "3+" с улучшенными технико-экономическими показателями, соответствующим самым современным требованиям надежности и безопасности. Блоки обеспечены дополнительными системами пассивной безопасности, не требующими вмешательства персонала станции в случае возникновения аварийной ситуации и не допускающими ее развития. Первый блок АЭС "Руппур" планируется запустить в 2023 году, второй — в 2024 году. Срок эксплуатации каждого энергоблока — 60 лет. Выбор Российского проекта с реактором типа ВВЭР обусловлен с наличием положительного опыта эксплуатации подобных энергоблоков на АЭС Армении и Иране, где была продемонстрирована их надежность при высоких уровнях сейсмического воздействия [62]. Крошлин А.Е. и Др. (1994), выполнил свою работу по моделированию ВВЭР-1000 (который собирается установить Бангладеш) для теплогидравлических моделей [63-68].

При реализации проекта атомной энергетики вопросы сейсмической и ядерной безопасности для Бангладеш являются крайне важными, поскольку движение грунта и вибрации, вызванные землетрясением, могут привести к повреждению оборудования и объектов инфраструктуры АЭС. Землетрясение и вызванное им цунами в Японии на АЭС «Фукусима 1» стимулировало исследования параметров землетрясений и анализ результатов предыдущих землетрясений в республике [69,70]. Геологическое обследование Бангладеш и историческая информация о землетрясениях позволили разработать карту макросейсмического районирования страны. По данным макросейсмического районирования (рис.3.1) площадка строительства АЭС "Руппур" находится в зоне II с вероятным пиковым ускорением грунта (PGA) 0,05 g [71].



Рисунок 3.1 Карта макросейсмического районирования Бангладеш

Так выглядит карта сейсмического районирования республики. Площадка АЭС «Руппур» находится во второй зоне сейсмичности с вероятностью пиковых

ускорений грунта до 0,05 g гравитационной постоянной, что соответствует возможной интенсивности сейсмических воздействий ниже 8 баллов.

Несмотря на достаточно благоприятную сейсмическую обстановку непосредственно на выбранной площадке размещения АЭС, на объект могут оказывать значительное воздействие землетрясения, происходящие на значительном расстоянии от него.

Интенсивность воздействия удаленных землетрясений принято оценивать по «уровню бальности» землетрясения на выбранной для строительства площадке с последующим определением количественных характеристик воздействия.

В соответствии с рекомендациями МАГАТЭ [72-74] и Российскими национальными правилами [75-79]. выбор площадки и проектирование АС следует выполнять с учетом двух уровней сейсмичности: проектного землетрясения (ПЗ) и максимального расчетного землетрясения (МРЗ). Сейсмостойкой является АС, на которой обеспечивается безопасность при сейсмических воздействиях до МРЗ включительно и выдача электроэнергии и тепла вплоть до ПЗ включительно. МРЗ и ПЗ характеризуются бальностью, набором реальных аналоговых или синтезированных акселограмм и спектров реакций, моделирующих основные характерные типы сейсмических воздействий на площадке АС, а также основными параметрами сейсмических колебаний – максимальными ускорениями, периодом и длительностью фазы интенсивных колебаний.

В мире используется несколько шкал интенсивности: в США – модифицированная шкала Меркалли (ММ), в Европе – европейская макросейсмическая шкала (EMS), в Японии – шкала Японского метеорологического агентства (Shindo). В России применяется 12-балльная шкала MSK-64 (Медведева-Шпонхойера-Карника). Оценка интенсивности в сейсмических шкалах разных стран несколько различна [80].

Известно, что землетрясения интенсивностью до 4 баллов не оказывают существенного воздействия на человека и инженерные сооружения, землетрясениям силой более 10 баллов человек практически не может противостоять. Считается практически возможным обеспечение целостности объектов при интенсивности от 5 до 10 баллов путем использования доступных инженерных решений.

При выборе площадки размещения АЭС определяются: параметры максимального расчетного землетрясения (МРЗ) и проектного землетрясения (ПЗ) от ближайших сейсмогенных зон – магнитуда, глубина очага, расстояние до сейсмогенной зоны и сейсмичность по шкале MSK-64 на эталонном грунте площадки; сейсмичность в баллах участка реакторного отделения при МРЗ и ПЗ, максимальные амплитуды горизонтальных колебаний на свободной поверхности планировки участка реакторного отделения при МРЗ и ПЗ – ускорения ($\text{см}/\text{с}^2$) и скорости ($\text{см}/\text{с}$), максимальные амплитуды горизонтальных колебаний кровли скальных пород; период максимальной амплитуды ускорения (акселераграммы) и скорости (велоситограммы) на уровне планировки при МРЗ, отношение вертикального ускорения к горизонтальному и др.

3.3 Методика оценки сейсмического воздействия на объект

В зависимости от силы землетрясения, характеризуемой магнитудой, глубиной гипоцентра (очага), свойств грунта и расстоянием до АЭС определялись интенсивность сейсмического воздействия в баллах шкалы MKS-64, а также динамические характеристики на площадке АЭС в форме акселераграмм отклика рассчитанных по полученным экспериментально сейсмограммам самого мощного из зафиксированных в землетрясении (табл. 3.1). Типичная схема глубинного землетрясения, характерного для условий Бангладеш приведена на рисунке 3.2.

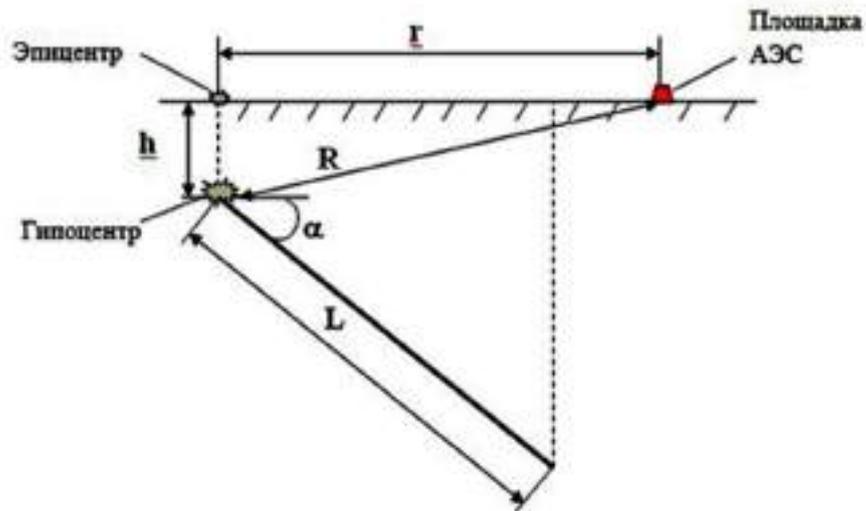


Рисунок 3.2 Расчетная схема глубинного землетрясения. h - глубина гипоцентра, км; L -длина линии разлома, км; α - угол наклона, гр.; r - эпицентральное расстояние до АЭС, км; R - гипоцентрального расстояние до АЭС, км

Так выглядит расчетная схема глубинного землетрясения, гипоцентр землетрясения, эпицентр, выход гипоцентра к проекции гипоцентра на поверхность земли и расстояния, которые были указаны ранее.

В результате расчета определялись:

- PGA -горизонтальная составляющая пикового ускорения грунта в $см/сек^2$ или в долях g , имеющая наибольшее значение для прогноза возможных разрушений объектов;
- интенсивность землетрясения, которая определяется в баллах макросейсмической шкалы $MSK - 64$;
- динамические характеристики воздействия в виде акселерограмм, велоситограмм и диаграмма перемещений отклика на площадке АЭС при минимальном коэффициенте демпфирования 5%.

Горизонтальная составляющая пикового ускорения грунта.

По данным [81,82] для условий Бангладеш наиболее точные результаты для определения PGA дает эмпирическое уравнение Дугалла:

$$PGA = 227.38 * 10^{0.308M} (r + 30)^{-1.201} \text{ см/с}^2, \quad 3.1$$

где: M - магнитуда землетрясения (по шкале Рихтера), r - эпицентрального расстояние (в км).

Интенсивность землетрясения

При оценке интенсивности используются эмпирические соотношения между I, магнитудой M и расстоянием до очага для базового (эталонного) грунта [134]:

$$I = a * M - \gamma * \lg R + C, \quad 3.2$$

где: M – магнитуда землетрясения (по шкале Рихтера), $R = \sqrt{(r^2 + h^2)}$ – гипоцентрального расстояние (в км), $a=1,5$; $\gamma=3,5$; $c=3$ – коэффициенты для базового (эталонного) грунта.

Задача решалась при помощи уравнения Дугала. Это уравнение наиболее адаптированное к условиям Бангладеш, получено английским физиком Дугалом для опасных и высотных сооружений. В это уравнение входит набор постоянных коэффициентов: M – это магнитуда сейсмического воздействия по Рихтеру; R – это расстояние до очага землетрясения. Интенсивность землетрясения по шкале МСК 64 определяется по другой формуле, общепринятой, утвержденной методике МАГАТЭ, где M – также магнитуда, R – гипоцентрального расстояние в километрах, (Гамма, С, А) – это постоянные коэффициенты для базового (эталонного) грунта.

3.4 Исторические данные и результаты прогнозного расчета потенциальных уровней землетрясений

Характеристики наиболее крупных землетрясений, по которым есть данные инструментальных измерений внутри и вокруг Бангладеш был изучен [83-88] приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 Характеристики наиболее крупных землетрясений в Бангладеш

Разлом	PGA (g)	h, глубина гипоцентра (км)	L, длина линии разлома (км)	a, угол наклона (градусы)	r, расстояние до АЭС (км)
Madhupur	0,21	10	60	45	42
Dhauki Fault	0,08	3	233	60	43
Plate boundary - 1	0,03	3	795	20	377
Plate boundary - 2	0,07	3	270	30	137

Рассчитанные по данным таблицы 3.1 значения макросейсмических характеристик в зоне размещения АЭС «Руппур» приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 Значения макросейсмических характеристик в зоне размещения АЭС «Руппур»

Землетрясение	M, магнитуда по шкале Рихтера	I, баллы расчет по (2)
Madhupur	7.5	8
Dhauki Fault	8.0	6,7
Plate boundary - 1	8.5	5,6
Plate boundary - 2	8.0	6,5

На рисунке 3.3 приведены данные интенсивности сейсмического воздействия на площадке размещения АЭС «Руппур» в зависимости от исходного события.

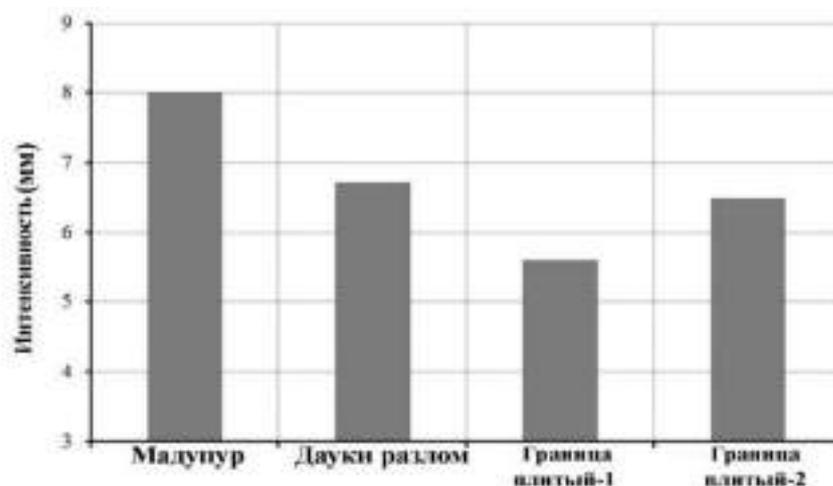


Рисунок 3.3 Интенсивности сейсмического воздействия на площадке размещения АЭС «Руппур» в зависимости от исходного события

Расчет интенсивности воздействия на площадки АЭС показал, что для имевших место наиболее сильных землетрясений, которые были приняты в качестве очагов землетрясений при расстоянии до АЭС 42, 43, 377, 137 км соответственно. Величина ускорений сейсмического PGA имеет следующие значения. Если пересчитать их по вышесказанной формуле в интенсивности землетрясений, то мы получаем, что наиболее сильный отклик на площадке АЭС был от землетрясения в Мадхпуре. Оно было интенсивным и близко расположенным, но интенсивность его не превышала 8 баллов. Данный уровень сейсмичности заложен в проект АЭС как допустимый, поэтому ни одно из имевших ранее мест землетрясений не приводило к воздействию на площадку с интенсивностью больше того уровня, который был заложен в проекте АЭС. Этот уровень устойчивости к такой сейсмической нагрузке обеспечивается проектными решениями: прочностные запасы, амортизирующие крепления, прочная монолитная фундаментная плита реакторного деления Машзала и другие решения.

Из графика (3.3) видно, что даже для наиболее сильного из зафиксированных и близко расположенных очагов землетрясений (Madhupur) интенсивность сейсмического воздействия на площадке АЭС не превышает 8 баллов по шкале MSK 64. Экспериментальные сейсмограммы землетрясения [89] приведены на рисунке 3.4. Очевидно, что амплитуда сейсмического воздействия для уровней поверхности, основания и скального обнажения достаточно консервативна. Однако имеет место некоторая трансформация частотной структуры процесса с затуханием короткопериодных колебаний с глубиной.

Данные по расчету отклика на сейсмическое воздействие в виде акселерограмм, велоситограмм и диаграмм перемещений на площадке АЭС при коэффициенте демпфирования 5%, соответствующим отсутствию специальных требований к сейсмозащите приведены на рисунке 3.5.

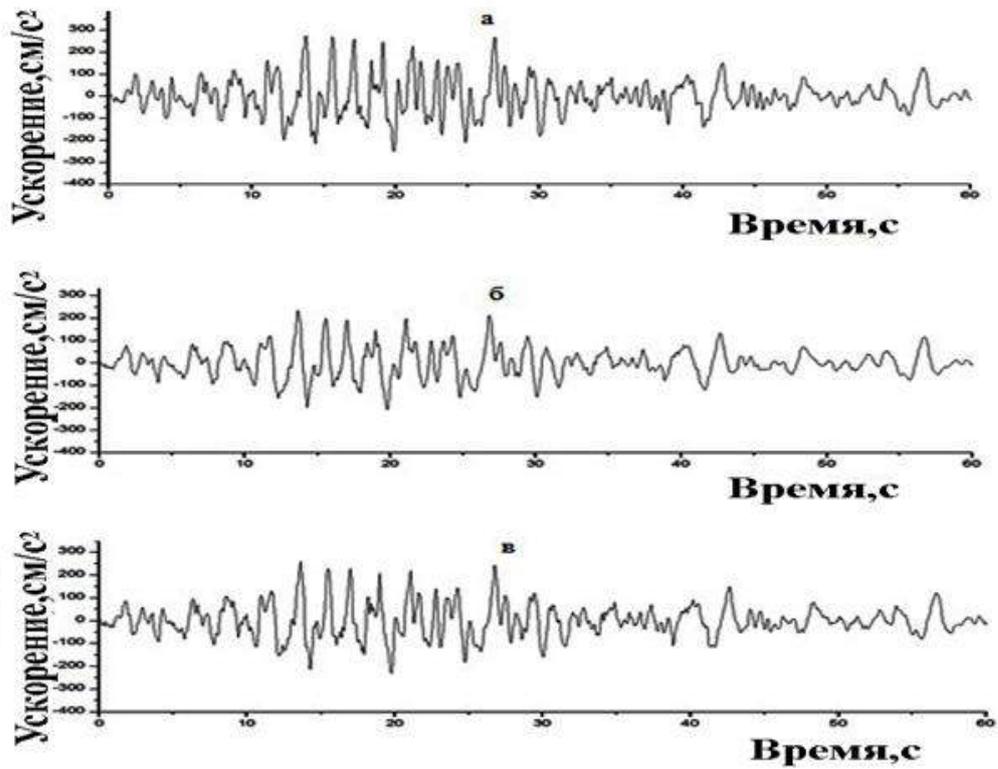


Рисунок 3.4 Сейсмограммы землетрясения в Мадупуре. а- Поверхность; б-основание; в- скальное обнажение

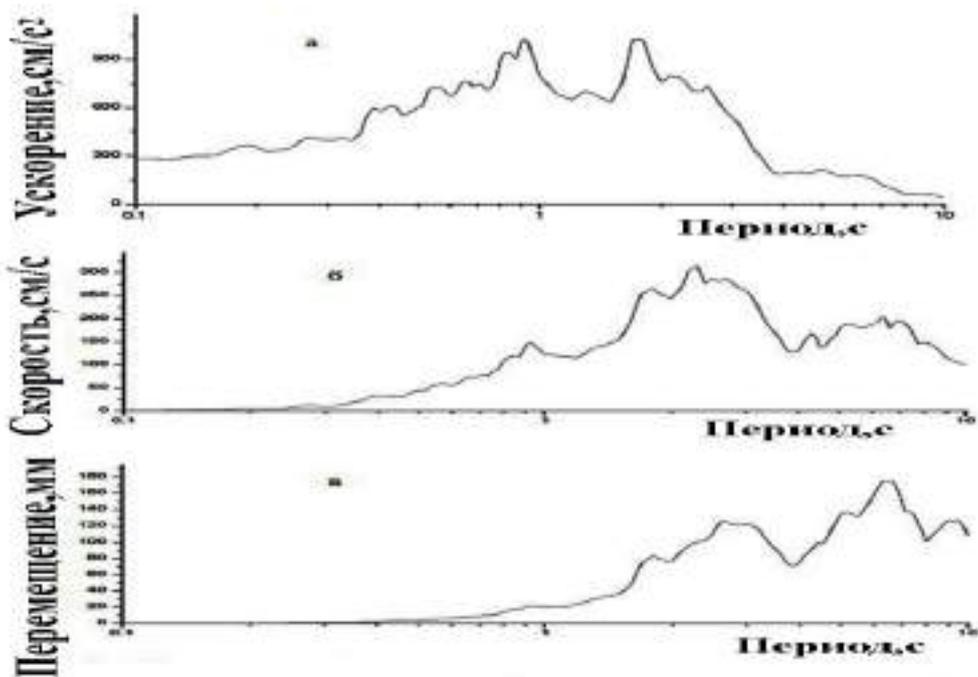


Рисунок 3.5 Акселерограмма а- велоситограмма б- и диаграмма перемещений в- отклика на площадке АЭС (при коэффициенте демпфирования 5%)

В рисунке (3.4) видно что одно из наиболее мощных землетрясений – это землетрясение Мадхпуре. Здесь приведены сейсмограммы этого землетрясения, показывающие как меняется ускорение см/с^2 во времени. Видно, что сейсмограмма имеет нерегулярный характер с наличием высокочастотных и низкочастотных составляющих.

В рисунке (3.5) здесь приведен сейсмический отклик тех сейсмограмм, которые были показаны для площадки атомной электростанции. Видно, что здесь преобладают уже низкочастотные составляющие: акселограмма; велоситограмма и диаграмма перемещений. Все они имеют характерные максимумы на промежутке времени порядка 1 с, что соответствует области низких частот. Хотя надо сказать, что минимальный уровень 0,1 с – это 10 Гц. От 10 до 1 Гц – это диапазон колебаний. В большую сторону до 100 Гц, то есть до 0,1 Гц, то есть 0,1 с – это 10 Гц; 10 с – это 0,1 Гц. Этот диапазон частот и рассматривался в дальнейшем исследовании.

Видно, что наибольшие воздействия на площадку размещения АЭС находятся в диапазоне периодов колебаний грунта от 0,1 до 10 сек, с пиками ускорений в диапазоне от 0,8- 2 сек; скоростей от 2 до 3 сек; перемещений от 2 до 8, что свидетельствует о низкочастотном характере воздействия на расположенные на площадке объекты и определяет выбор адекватных проектно-конструкторских компенсирующих мероприятий (обеспечение прочности элементов ТВС, ОР СУЗ и привода СУЗ в соответствии с нормами; возможность беспрепятственного падения поглощающих стержней СУЗ в направляющих каналах ТВС для останова реактора при срабатывании аварийной защиты; введение ОР СУЗ в активную зону реактора за регламентированное в проекте реакторной установки время; обеспечение возможности выгрузки активной зоны реактора, монолитная фундаментная плита РУ, запасы прочности трубопроводов и оборудования, сейсмо-амортизационная защита оборудования и пр.) [90].

Результаты сейсмического районирования территории Бангладеш (рис.3.1) и данные по расчету сейсмических воздействий от отдаленных землетрясений на

территории Бангладеш и соседних стран (табл.3.2, рис.3.3-3.5) показывают, что максимальное сейсмическое воздействие на АЭС и ее оборудование не превысит 8 баллов по шкале MSK 64. Достижение требуемого уровня безопасности АЭС для ПЗ-7 баллов и МРЗ-8 баллов может быть достигнуто при помощи имеющихся и реализуемых в Российских проектах АЭС 2006 (и последующих модификациях), инженерных мероприятий по повышению сейсмической устойчивости – системы индустриальной антисейсмической защиты (СИАЗ) в состав которой входят сейсмодатчики, расположенные на фундаментной плите реакторной установки (РУ), предназначенные для непрерывного контроля сейсмического воздействия на РУ АЭС и формирующие дискретный сигнал о превышении установленного порога колебаний грунта и технических решений указанных выше.

Имеющиеся прогнозы о возможности возникновения на территории страны суперземлетрясения с магнитудой выше 9 (по шкале Рихтера) указывают на необходимость создания дополнительной эффективной системы сейсмодиагностики и своевременный перевод АЭС в режим пассивного теплоотвода, что предусмотрено проектом ВВЭР 3+ и развито в работе [91].

Тридцатилетний опыт эксплуатации на территории страны исследовательского реактора Трига (3 МВт), показал практическую возможность безопасной эксплуатации ядерно-опасных объектов в условиях Бангладеш.

ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ 2-Х ФАЗНОМ (СНАРЯДНОМ) ТЕЧЕНИИ

4.1 Анализ параметров виброхарактеристик трубопровода при использовании завихрителей эвольвентного типа

Разрабатываемые устройства-завихрители выполняют функцию пассивного управления потоком двухфазной текучей среды в трубопроводах. Выравнивание градиента давлений на внутреннюю и наружную стенку внутри поворотного участка трубопровода происходит за счет закрутки двухфазного потока перед поворотным участком и рассредоточения сил во всех направлениях течения.

Завихритель работает следующим образом. Поток среды, проходя через внутреннюю структуру вставки-завихрителя закручивается, в результате чего возникает эффект сепарации двухфазного потока, а также выравнивание скоростей течения по сечению с выравниванием давлений, воздействующих на внешний и внутренний радиус поворотного участка внутри трубопровода.

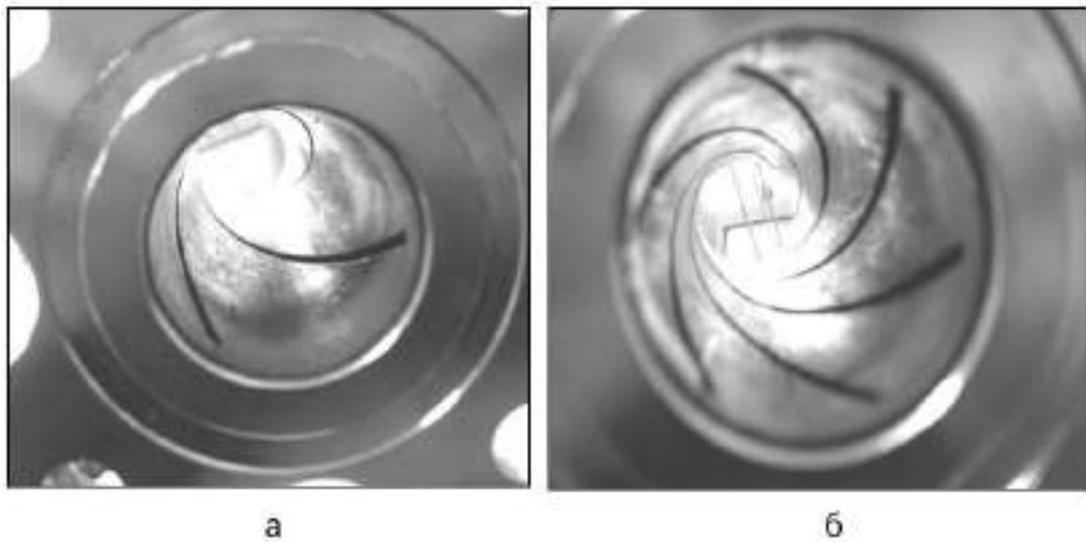


Рисунок 4.1 Фото внутренней геометрии вставок:(а) завихритель с тремя эвольвентными канавками, (б) завихритель с шестью эвольвентными канавками

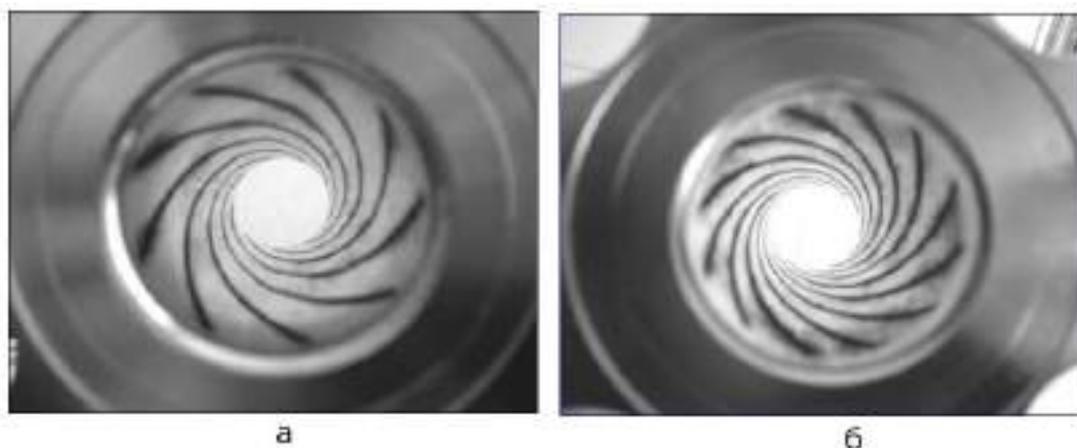


Рисунок 4.2 Фото внутренней геометрии завихрителей: (а) - завихритель с девятью эвольвентными канавками, (б) - завихритель с двенадцатью эвольвентными канавками

Завихрители с эвольвентными внутренними поверхностями показаны на фотографиях. Все завихрители имели глубину канавок 2 на 2 мм и длину вставки 200мм, угол закрутки потока 65 градусов, интенсивность потока закрутки определялась числом канавок на внутренней поверхности от 3 до 30, в качестве энергетической характеристики использовалось соотношение между кинетической энергией закрученной части потока и энергии поступательного осевого движения на выходе из завихрителя.

Идентификация режима течения кондуктометрическим датчиком показала, что режим течения после завихрителя изменился со снарядного на кольцевой..

Диапазон изменения параметров:

Изменением параметров водяной и воздушной составляющих на экспериментальном стенде добивались формированием различных режимов течения двухфазного потока.

Пределы изменения режимов:

- 1) для исследования виброхарактеристик участков стенда:
 - расход воды – от 0 до 15 м³/ч с шагом 5 м³/ч;
 - расход воздуха – от 0 до 15 нм³/ч с шагом 5 нм³/ч.
- 2) для измерения гидравлического сопротивления:

- расход воды – от 10 до 16 м³/ч с шагом 3 м³/ч;

Измерения проводились на гладкой трубе (контрольная серия), а также с использованием завихрителей лепесткового типа с 12, 22 и 30 канавками и завихрителем на 12 эвольвентных канавок (удлиненная конструкция).

Исследовались виброхарактеристики на подъемном участке, а также проводились измерения гидросопротивления вставок.

Виброанализатором СД-12М снимались частотные спектры и временные сигналы. Микроманометром измеряется разность давлений на входе и на выходе вставки.

Таблица 4.1 Форма для регистрации данных эксперимента по исследованию виброхарактеристик для различных режимов течения

Расход воды (м ³ /ч)	Расход воздуха (нм ³ /ч)	Порядковый номер измерения в приборе
5	0	1
5	5	2
5	10	3
5	15	4
10	0	5

Таким образом, в одном эксперименте (таблица 4.1.) на одной контрольной точке (т.1) выполнялись 15 замеров частотного спектра, соответствующие режимам с различным расходом воды и воздуха. Результаты измерений со сборщика данных СД-12М выгружались на персональный компьютер и обрабатывались с помощью программы Dream for Windows или Vibro 12. В таблице 4.2. показано, что в одном эксперименте для одного типа завихрителя выполнялось 3 замера, соответствующих режимам с различным расходом воды. Результаты измерений заносились в таблицу и рассчитывались различные статистические характеристики, по которым строились зависимости коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса.

Таблица 4.2 Форма для регистрации данных эксперимента по исследованию гидравлического сопротивления завихрителей

Тип вставки	Расход воды (м ³ /ч)	Давление на входе в вставку (Па)	Давление на выходе из вставки (Па)	Разность давлений (мм.вод.ст.)
Гладкая труба	10	0,05	0,035	150
	13	0,08	0,065	150
	16	0,12	0,105	150

4.2 Расчет гидравлического сопротивления завихрителей

Завихритель устанавливался на входе в бак–аккумулятор и по трубопроводу прокачивался поток с водой. Изменяя объемные расходы воды, создавались различные режимы течения потока на входе в завихритель, которые характеризовались соответствующими расходными и истинными параметрами. Измерения проводились при $Q=10; 13$ и 16 м³/ч, соответствующие значениям $Re=1,1 \cdot 10^5; 1,4 \cdot 10^5$ и $1,7 \cdot 10^5$. Контрольные точки были расположены на входе в бак-аккумулятор (т.2) и (т.3)

Определение коэффициента сопротивления λ осуществлялось по формуле:

$$\lambda = \frac{2g\Delta H 10^{-3} d_B}{w^2 L}, \quad (4.1)$$

где ΔH – разность давлений на входе и на выходе вставки;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр вставки;

w – скорость течения потока;

L – расстояние между измеряемыми точками (т.2) и (т.3)

В эксперименте рассматривались завихрители лепесткового типа изготовленные из дюрала с 12, 22 и 30 канавками (D12, D22, D30) и вставка с гладкой внутренней поверхностью.

Исходные данные:

- внутренний диаметр вставки $d_{\text{вн}} = 0,036\text{м}$;
- расстояние между измеряемыми точками (т.2) и (т.3):
- $L = 0,3\text{м}$ (для D12, D 22, D 30);
- $L = 0,4\text{м}$ (для вставки с гладкой внутренней поверхностью).

Показания, снятые с манометра, заносились в таблицы данных. По этим данным строились зависимости коэффициента сопротивления λ от числа Рейнольдса (Re). Результаты измерений приведены в приложении 2. Обобщенный график всех серий экспериментов приведен на рис.4.3.

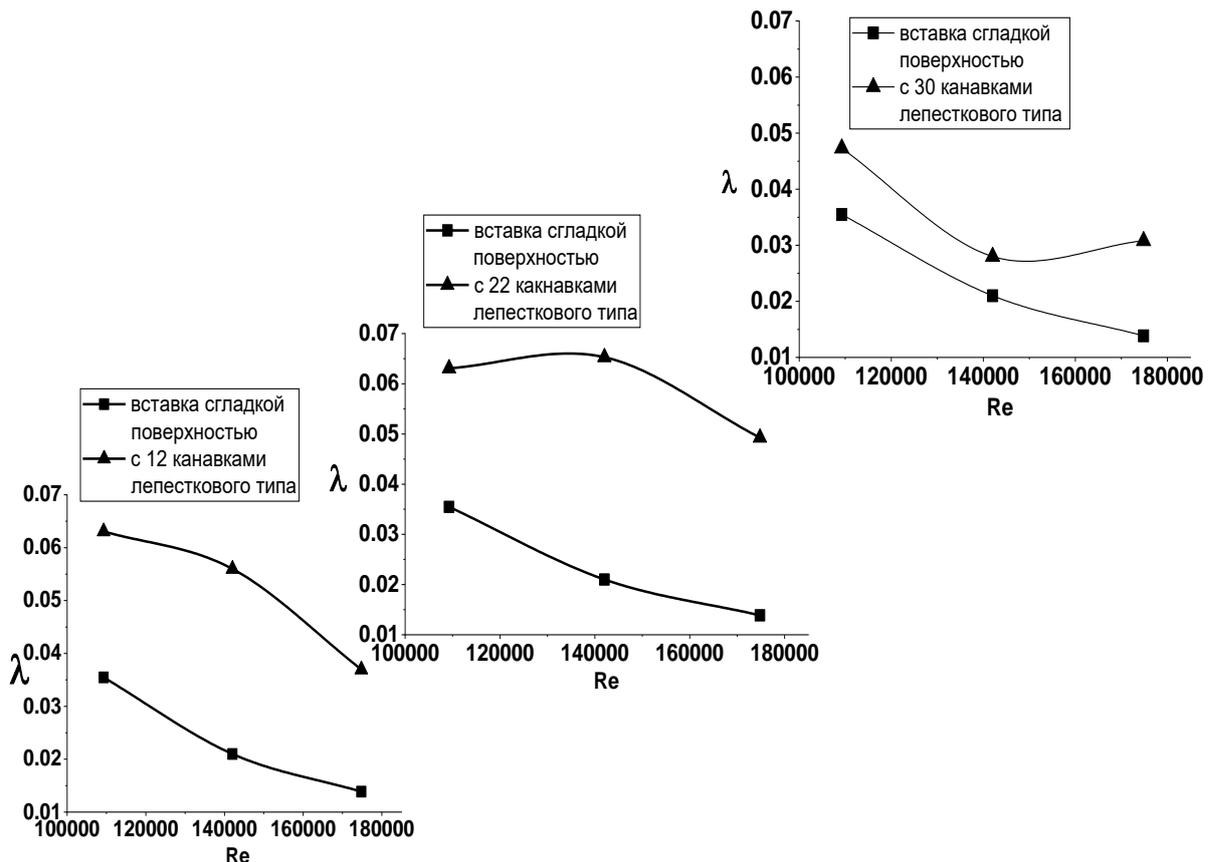


Рисунок 4.3 Зависимость коэффициента сопротивления λ от числа Рейнольдса Re между вставкой с гладкой поверхностью и вставкой лепесткового типа с 12, 22 и 30 канавками

Как видно из диаграмм зависимости λ от Re (рис.4.3), наибольшим положительным эффектом обладает завихритель лепесткового типа с 30 канавками, у которого значения коэффициента гидравлического сопротивления близки со значениями по гладкой трубе. Это объясняется тем, что внутренняя структура данного завихрителя представляет наиболее гладкую поверхность по сравнению с другими завихрителями.

4.3 Результаты исследований эффективности пассивных завихрителей

Для исследования влияния завихрителей пассивного типа с внутренней нарезкой на двухфазный поток был проведен ряд экспериментов, направленных на выявление способности устройств снижать виброперемещение трубопроводов.

Суть экспериментов заключается в следующем: изготовленные завихрители с различной внутренней геометрией последовательно устанавливались на входе в поворотный участок, и по трубопроводу прокачивался смоделированный двухфазный поток. Изменяя объемные расходы воды и воздуха, создавали различные режимы течения потока, характеризующиеся соответствующими расходными и истинными параметрами.

Имеющееся оборудование позволяло определить расходное объемное паросодержание:

$$\beta = \frac{v''}{v' + v''}, \quad (4.2)$$

где v' , v'' - объемные расходы жидкой и газообразной фазы.

Измерения проводились при $\beta=0; 0,5; 0,667; 0,75$, и значениями $Re=0,5 \cdot 10^5; 1,1 \cdot 10^5$ и $1,6 \cdot 10^5$.

Контрольная точка расположена на выходе из поворота (г.1)

Для определения величины изменения вибрации (виброперемещения) необходимо было использовать измерения уровней среднеквадратических

значений виброперемещения. Среднеквадратическое значение (СКЗ) равно квадратному корню из среднего квадрата амплитуды колебания. Для синусоидальной волны СКЗ в 1,41 раза меньше пикового значения.

СКЗ должно применяться во всех расчетах, относящихся к мощности и энергии колебания, вызванных потоком вибрации. Поведение потока жидкости в трубопроводе и последствия изгибов и поворотов на режим потока были изучены [104-118]. Для определения СКЗ виброперемещения в приборе СД-12М задавалось количество измерений. В данном случае было выбрано 15 измерений (отсчетов). В эксперименте рассматривались завихрители лепесткового типа изготовленные из дюрали с 12, 22 и 30 канавками (D 12, D 22, D 30), завихритель с 12 эвольвентными канавками (удлинённая конструкция), а также вставка с гладкой поверхностью. В качестве эталонных значений брались уровни СКЗ виброперемещения с использованием гладкой вставки.

Как видно из диаграмм изменения относительного виброперемещения (Прилож.3) наибольшим положительным эффектом обладает завихритель лепесткового типа с 30 канавками, который наиболее стабильно снижает вибрацию на всех режимах. Что же касается вставки с 12 канавками, то ее рационально использовать при более высоких значениях Re . Кроме того, следует различать собственные колебания трубопроводов и собственные колебания газа в трубной обвязке нагнетательных установок, т.е. резонанс может быть механического и аэродинамического происхождения.

4.4 Исследование вставок-завихрителей на экспериментальных стендах

В качестве энергетической характеристики интенсивности закрутки использовалось соотношение между кинетической энергией закрученной части потока и энергией поступательного (осевого) потока на выходе из завихрителя.

$$\varepsilon = (tg \varphi)^2 \frac{nf}{F_0}; \quad tg \varphi = \frac{U_\varphi}{U_0}, \quad (4.3)$$

где n – число канавок завихрителя; f и F_{low} – значение суммарной площади поперечного сечения канавок и цилиндрического канала; U_φ и U_o – тангенциальная и осевая скорости потока.

Исследование гидравлических сопротивлений.

Гидравлические характеристики вставок-завихрителей находились по измерениям перепада давления в уравнении Дарси-Вейсбаха для однофазного потока:

$$\xi = 2 \left(\frac{d}{L} \right) \left(\frac{\Delta p}{\rho U_o^2} \right), \quad (4.4)$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления (КГС) вставки; d и L – гидравлический диаметр и длина вставки.

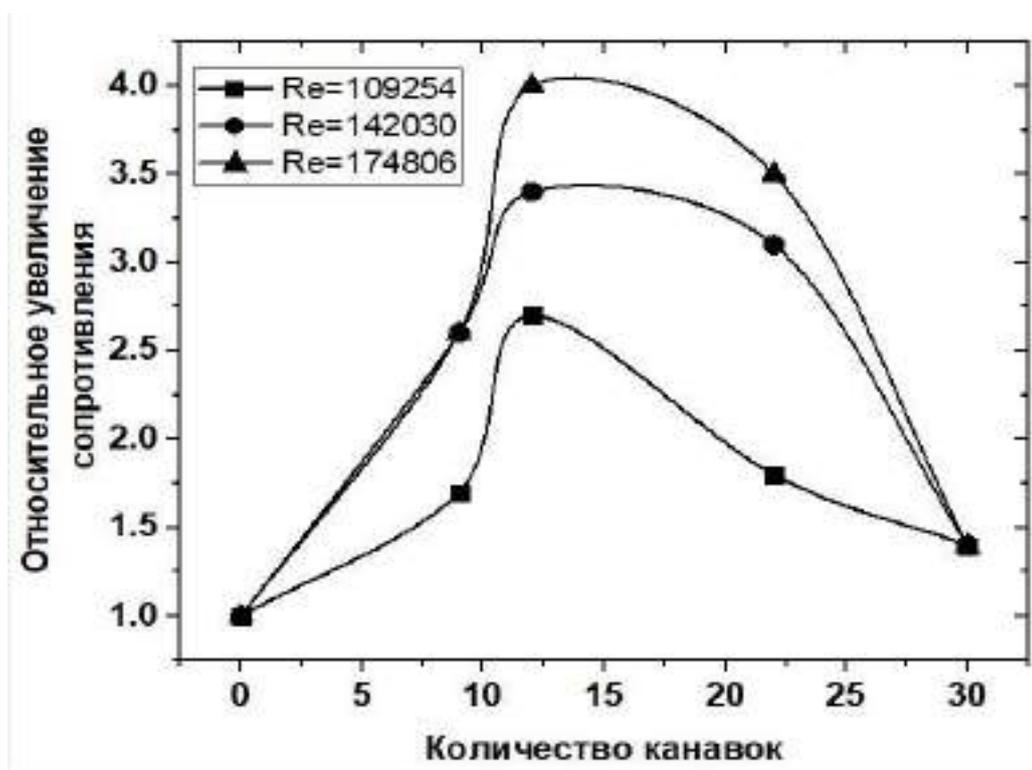


Рисунок 4.4 Относительное изменение гидравлического сопротивления.

Экспериментальные значения КГС для всех типов завихрителей приведены в Приложении 2.

Полученные данные по КГС обобщены степенной зависимостью:

$$\frac{\xi}{\xi_0} = 1 + 2,65\varepsilon^{0,25}, \quad (4.5)$$

где ξ_0 – КГС для вставки с гладкой внутренней поверхностью (без закрутки потока), практически совпадающей с формулой Блаузиса

$$\xi_0 = \frac{0,316}{Re^{0,25}}, \quad (4.6)$$

Исследование среднеквадратичных значений (СКЗ) виброперемещений.

Полученные экспериментальные данные (Приложение 3) аппроксимировались в виде среднеквадратичных значений (СКЗ) виброперемещений участка трубопровода с различными вставками-завихрителями δ по отношению к соответствующим значениям СКЗ для гладкой вставки δ_0 в виде:

$$\frac{\delta}{\delta_0} = 1 - 6,75 Re_d^{-0,15} \beta^{-2\varepsilon} \varepsilon; Re = \frac{4G}{\pi d v}, \quad (4.7)$$

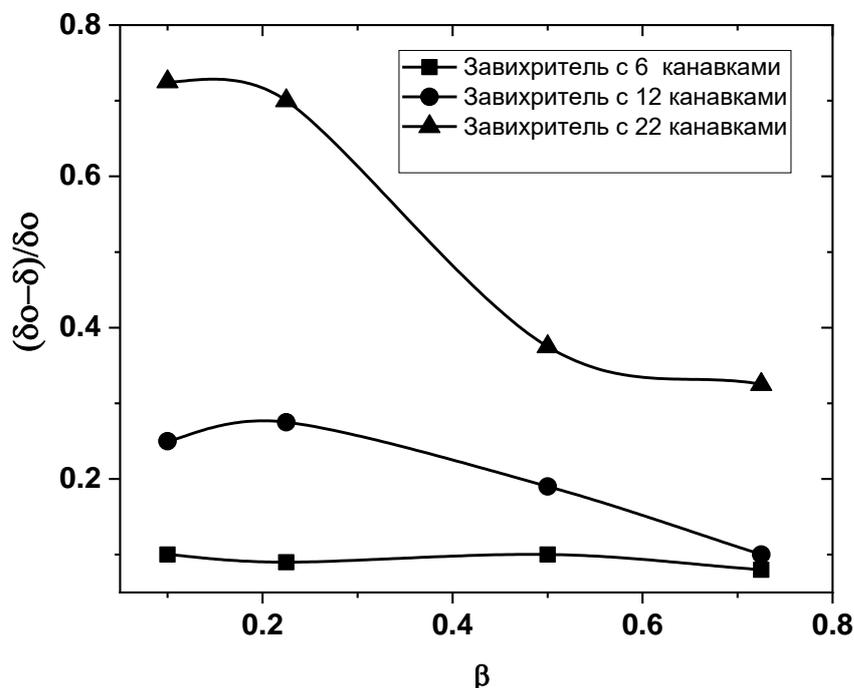


Рисунок 4.5 Относительные значения СКЗ вибраций трубопроводов опытного стенда в зависимости от газосодержания потока и типа вставки-завихрителя при $Re = 4 \times 10^4$; 1,2,3 –завихрители с 6, 12 и 22 канавками соответственно

Относительные значения СКЗ вибраций трубопроводов опытного стенда в зависимости от газосодержания потока и типа вставки-завихрителя представлены на рисунке 4.5.

Относительное снижение среднеквадратичных значений перемещений трубопровода является конечной целью данного исследования. Здесь показаны результаты, позволившие обобщить эксперименты по гидравлическим сопротивлениям и PIV методики. Для числа Рейнольдса $Re = 4 \times 10^4$; с 1,2,3 вставками. 1 кривая- 6 вставок, 2 кривая- 12 вставок, 3 кривая- 22 вставки. Получены относительные значения виброперемещений для данных потоков. При этом, вибрации, которые возникали в трубе с гладкой стенкой, характеризуются интенсивностью виброперемещений δ_0 – это максимальный уровень, то есть когда в трубопроводе возникают снарядные структуры.

Очевидно, что влияние вставок возрастает с ростом газосодержания. Чем больше газа, тем эффективнее они работают. Для гладкой трубы все оценивалось бы на уровне единицы, а при использовании вставок имеется относительное снижение виброперемещения до 0,6; до 0,3; до 0,15. То есть уменьшение виброперемещения по сравнению с гладкой вставкой происходит более чем в 5 раз. Описывается это формулой, в которую входят характеристики потока ε , которая характеризует интенсивность закрутки потока и бетта. Чем больше бетта, тем меньше величина виброперемещения для вставки завихрителя.

Указанный результат еще никто не получал, и он впервые был опубликован в нашей статье в журнале «Надежность и безопасность».

Гидравлические характеристики вставок завихрителей определялись по уравнению Дарси-Вейсбаха для однофазного потока. Полученные данные по коэффициентам распределения вставок завихрителей обобщены степенной зависимостью: $\frac{\xi}{\xi_0} = 1 + 2,65\varepsilon^{0,25}$ - для вставки с гладкой поверхностью без нарезок, без закрутки.

В этом случае мы имеем возможность, зная параметры ε , оценить величину повышения гидравлического сопротивления. В свою очередь параметр ε определен

ранее (см. формулу 4.3). Видно, что во всех случаях происходит возрастание гидравлического сопротивления, однако это возрастание существенно меньше при других режимах потоков. Анализ результатов проведенных измерений и их статистическая обработка показали (рис.4.5), что эвольвентные вставки-завихрители являются достаточно эффективными пассивными устройствами, позволяющими при сравнительно малом гидравлическом сопротивлении снизить уровень виброперемещения трубопроводов с двухфазными потоками в 1,5-2 раза.

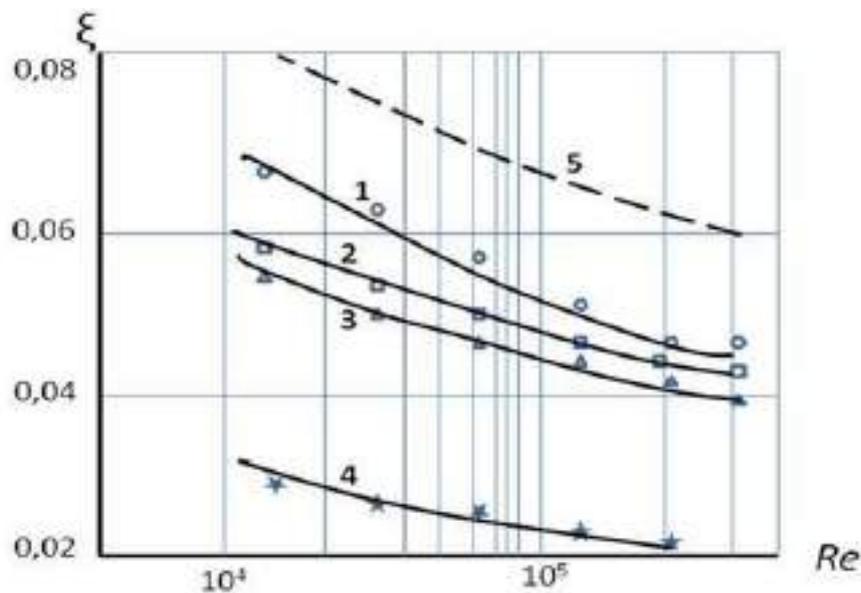


Рисунок 4.6 Зависимость коэффициент гидравлического сопротивления вставки -завихрителя от числа Рейнольдса Re

Здесь приведен коэффициент гидравлического сопротивления вставок завихрителей для разных типов завихрителей (1,2,3 – это завихрители с числом канавок 6,12 и 22). 4 - вставка с гладкими вставками внизу; 5 – ленточная вставка с относительным шагом, соответствующим углу закрутки 65 градусов.

Очевидно, что гидравлическое сопротивление вставки (5 кривая) проходит гораздо выше, чем все зависимости полученные с экспериментальными вставками, хотя они тоже приводят к росту сопротивления, по сравнению с гладкой трубой.

В результате, создана аналоговая модель, позволяющая оценить, как тип вставки-завихрителя влияет на вибропараметры исследуемого трубопровода при различных числах Re (рис. 4.6).

Полную картину соответствия вставок оказываемому ими влиянию на поток можно наблюдать в компьютерной анимации, представленной в презентации к диссертации.

На небольших скоростях и относительно небольших расходах двухфазного потока ($Re < 3000$) вставки-завихрители шнекового, эвольвентного и лепесткового типов работают достаточно эффективно. В частности, вставка с эвольвентными нарезками снижает виброперемещение на 20-50% (по сравнению с гладким трубопроводом, в зависимости от количества нарезок). Но при больших числах Re , в режимах, близких к снарядному, вставка эвольвентного типа, даже с двенадцатью нарезками, уже не оказывает достаточного влияния на структуру потока, т.к. закручивает очень малую долю расхода. Поток просто не успевает закручиваться и проходит через вставку, не замечая ее воздействия. Таким образом, при больших скоростях движения, расходах воздуха и воды даже самая эффективная эвольвентная вставка-завихритель не оказывает достаточного влияния на двухфазный поток.

4.5 Анализ собственных частот трубопроводных участков с помощью программы «Удар», встроенной в виброанализатор СД-12М

Работа с ударом, как средством диагностики машин, достаточно сложна и требует опыта. Оценка параметров элементов спектра удара используется для диагностики любых (вращающихся или невращающихся) объектов. Для диагностики используется частота (положение максимума резонанса) в спектре и оценка добротности этого резонанса. Частота того или иного резонанса служит характеристикой массо-жесткостных параметров объекта. Эту величину можно использовать для наблюдения за ослаблениями опор и фундаментных конструкций. Однако при небольших ослаблениях эта величина изменяется незначительно. Гораздо более информативной является величина логарифмического декремента затухания (в дальнейшем ЛДЗ), характеризующая потери в механическом резонансном контуре. При появлении дополнительных элементов трения, вызванных ослаблениями конструкций, а также появлением

трещин в материале объекта, величина ЛДЗ резко возрастает. Поэтому именно величину ЛДЗ рекомендуется использовать для диагностики объекта.

Тест-удар - это хороший способ найти собственные частоты машины или конструкции. Ударное тестирование является упрощенной формой измерения подвижности, при которой не используется динамометрический молоток, и поэтому величина прилагаемой силы не определяется. Получающаяся в результате кривая не будет корректной в точном смысле. Однако пики этой кривой будут соответствовать истинным значениям собственных частот, что обычно достаточно для оценки вибрации машины.

Для проведения измерения спектров удара необходимо иметь встроенную в анализатор СД-12М программу "Удар" (поставляется дополнительно к основной программе прибора), датчик вибрации, установленный на объекте и специальный молоток со сменным бойком. При проведении эксперимента, по конструкции ударяют чем то тяжелым, например киянкой, записывая при этом вибрационные данные.

Масса молотка должна составлять около 10% массы испытываемой машины или конструкции. Если конструкция имеет резонансы, то в ее затухающей вибрации выделяются собственные частоты. Для исследования низкочастотных (до 200-300 Гц) резонансов рекомендуется молоток с мягким бойком (резина, мягкая пластмасса). У машин малой массы (до 300 кг) такие резонансы хорошо возбуждаются при ударе рукой. Для исследования более высокочастотных резонансов можно применять боек из жесткой пластмассы, меди, стали. Чем больше масса машины - тем больше требуется масса молотка.

На рисунке 4.7 приведен спектр участка конструкции, снятый с помощью программы «Удар». На нем видно, что первая гармоника собственной частоты равна 8 Гц. При проведении измерений следует учитывать, что не все резонансы объекта видны в данной точке измерения вибрации, и не все резонансы возбуждаются при ударе в данном месте.

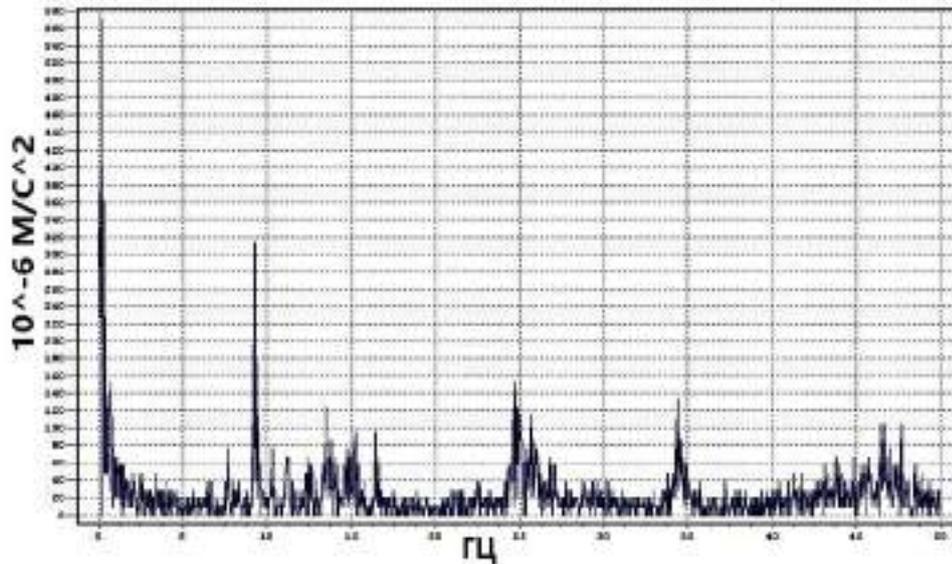


Рисунок 4.7 Спектр вибрации участка конструкции

При исследовании необходимо заранее представлять себе виды и формы колебаний исследуемого объекта и в соответствии с этим выбирать точку измерения и место нанесения удара. Кроме того, в момент удара возникают значительные помехи, которые очень быстро (по сравнению с резонансами) затухают. Поэтому можно рекомендовать устанавливать некоторую задержку между моментом начала удара и моментом начала измерений.

Таким образом тест-удар является универсальным методом для определения собственных частот различных конструкций.

4.6 Расчет частот собственных колебаний на различных участках трубопровода

Определение частот свободных колебаний элементов трубопроводной системы является обычно первым этапом исследования ее динамики.

В тех случаях, когда гармоники возбуждения колебаний трубопроводов могут быть рассчитаны или известны, расчет может заканчиваться определением частот собственных колебаний, если имеется достаточно большое расхождение между частотами собственных и вынужденных колебаний. Если одна или несколько собственных частот трубопровода совпадают с частотами возбуждения, то исследование надежности систем с учетом вибрации должно быть продолжено

расчетами вынужденных колебаний или выбором способа снижения резонансных вибраций.

Совпадение частот возбуждения и собственных частот трубопровода вообще говоря не означает, что проектируемая система непригодна для эксплуатации. На практике известны многочисленные конструкции, работающие то или иное время в условиях резонансных вибраций. Однако если указанное совпадение обнаружено, то всегда целесообразно внести изменения в систему для устранения резонансов. Наиболее простым способом для этого является частотная отстройка системы: изменение частот собственных колебаний при помощи вариации величинами масс и жесткостей элементов трубопровода.

Цель данного эксперимента – определить собственные частоты различных участков экспериментального стенда с помощью расчетного анализа и с помощью программы «Удар», и на основе полученных результатов сделать вывод о частотных спектрах участков и опасных для них частотах вибраций.

Собственная частота поперечных колебаний однопролетной трубы вычисляется по формуле:

$$f_n = \frac{k_n^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m_0}}, \quad (4.8)$$

где: k_n – частотный коэффициент; l – длина трубопровода, м; E – модуль упругости, Н/м²; J – момент инерции, м⁴; m_0 – масса пустой трубы (без теплоносителя).

Частотные коэффициенты k_n для различных условий закрепления трубопровода приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 Частотные коэффициенты для некоторых условий закрепления концевых труб

Условия закрепления	k_n	Условия закрепления	k_n
Шарнир-шарнир	πn	Заделка-заделка	$\pi/2(2n+1)$
Шарнир-заделка	$\pi/4(4n+1)$	Заделка-консоль	$\pi/2(2n-1)$

На собственную частоту колебаний значительное влияние оказывает упругость опор. На рисунке 4.8 представлена зависимость частотных коэффициентов первых двух форм колебаний для трубы, один конец которого жестко закреплен, а второй оперт на линейно – упругую опору, от безразмерной поперечной жесткости опоры $k_0 = K_y l^3 / EJ$.

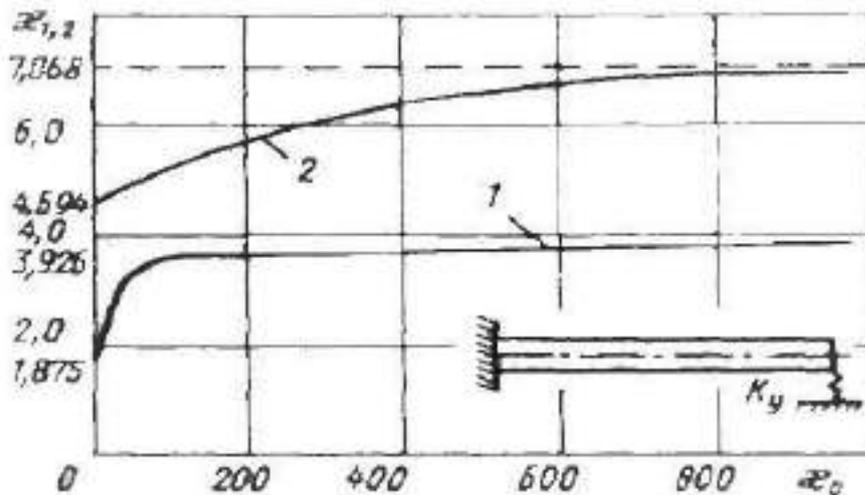


Рисунок 4.8 Зависимость частотных коэффициентов трубы от безразмерной жесткости опоры [119].

При расчетах колебаний трубопроводов необходимо знать характеристики жесткости элементов системы. Жесткость трубы постоянного кругового сечения характеризуется следующими параметрами: EI – изгибная жесткость, $\text{Н}\cdot\text{м}^2$; GI_p – жесткость при кручении, $\text{Н}\cdot\text{м}^2$; EF – жесткость при растяжении, Н . Величины, обратные жесткостям, принято называть податливостями. Применительно к трубопроводам применяется вместо податливости термин «гибкость».

Как видно из рисунка 4.8, в зависимости от жесткости опор частотный коэффициент k_1 системы может изменяться почти в 2 раза; при этом собственная частота f_1 (см. формулу (4.8)) изменяется в 4 раза. Таким образом, теоретический анализ свидетельствует о большой важности проблемы идентификации условий закрепления труб в аппаратах. Если узел соединения трубы с толстостенной трубной доской выполнен развальцовкой или (и) сваркой, то с полным основанием можно считать закрепление жесткой заделкой.

Жесткости трубопровода зависят от геометрических характеристик:

- осевого момента инерции, м:

$$I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4), \quad (4.9)$$

- полярного момента инерции, м⁴:

$$I_p = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4), \quad (4.10)$$

- площади поперечного сечения F, м²:

$$F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2), \quad (4.11)$$

Масса сухой трубы (без жидкости) определяется по формуле:

$$m_0 = g_{mp} \cdot \pi \cdot \delta \cdot d, \quad (4.12)$$

где, $g_{тр}$ – удельная плотность материала трубы; d – диаметр трубы; δ – толщина стенки трубы. При проведении эксперимента по измерению собственных частот трубопровода, вибродиагностический стенд был поделен на пять участков (рис. 4.9).

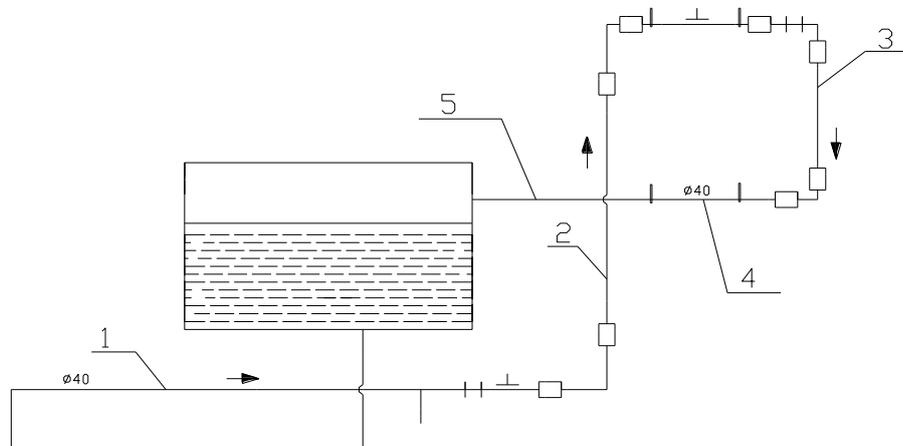


Рисунок 4.9 Схема вибродиагностического стенда с характерными участками (для определения собственных частот колебаний)

Это обуславливается тем, что у каждого участка трубопровода различное закрепление концевых участков. У участка №1 закрепление заделка - заделка; у участка №2 – заделка – шарнир; у участка №3 – шарнир – шарнир; у участка №4 – шарнир – шарнир; у участка №5 – шарнир – заделка.

При выполнении расчетов материал трубопровода был принят Ст20, плотность стали $\rho_{\text{тр}}=7800 \text{ кг/м}^3$, диаметр трубопровода на рассчитываемых участках $D_{\text{тр}}=40 \text{ мм}$, толщина стенки $\delta=5 \text{ мм}$, модуль упругости $E=1 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$.

По формуле (5.12) определяли момент инерции:

$$I = \frac{3,14}{64} (0,04^4 - 0,035^4) = 0,051 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4, \quad (4.13)$$

По формуле (5.15) рассчитывалась масса трубопровода:

$$M = 7800 \cdot 3,14 \cdot 0,005 \cdot 0,04 = 4,9 \text{ кг}, \quad (4.14)$$

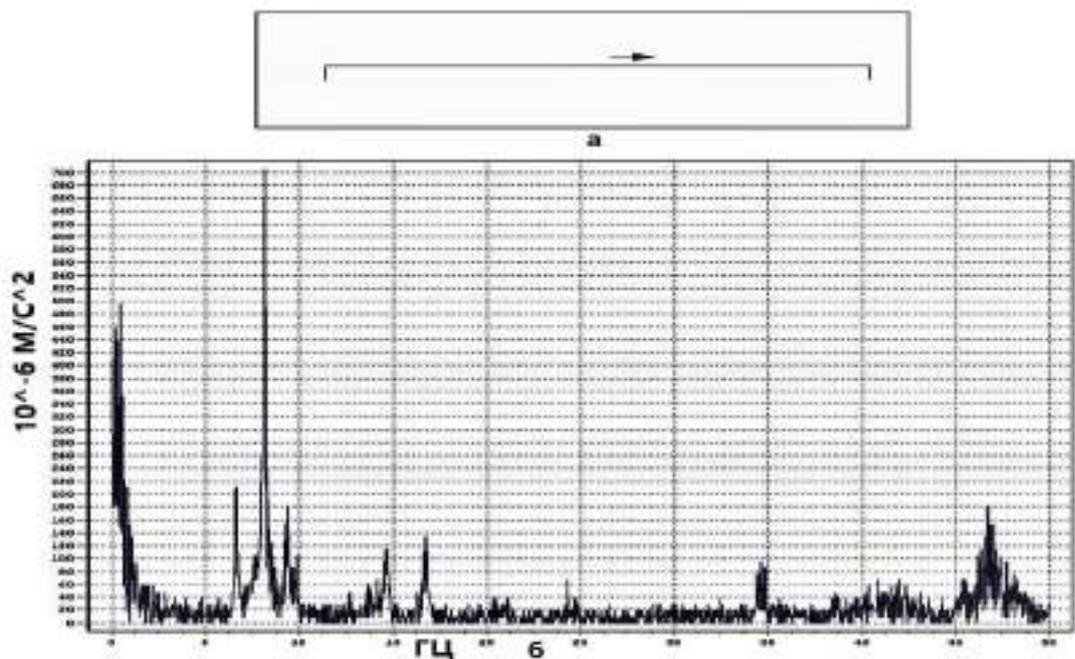


Рисунок 4.10 Частотный спектр вибраций на участке экспериментального стенда

а- Участок №1 вибродиагностического стенда (длина участка $l = 2 \text{ м}$).

б- Спектр частот участка №1 трубопровода (собственная частота - 8,125 Гц)

Частотный коэффициент при заделке концов участка трубы заделка – заделка:

$$k_n = 3,14. \quad (4.15)$$

По формуле (4.11) находили собственную частоту участка №1:

$$f_n = \frac{3,14^2}{2 \cdot 3,14 \cdot 2} \sqrt{\frac{1 \cdot 10^{10} \cdot 0,051 \cdot 10^{-6}}{4,9}} = 8,01 \text{ Гц}. \quad (4.16)$$

С помощью программы «Удар» собственная частота участка трубопровода №1 была определена $f_n = 8,125$ Гц

Результаты измерений со сборщика данных СД-12М выгружались на персональный компьютер и обрабатывались с помощью программы Dream for Windows.

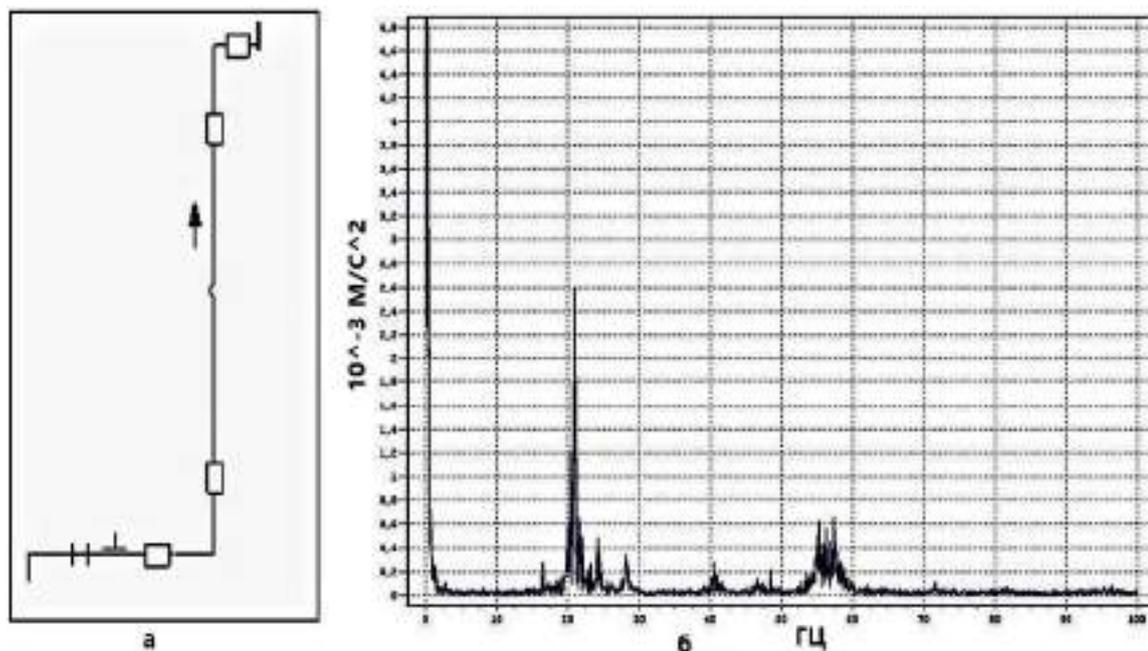


Рисунок 4.11 а- Участок №2 вибродиагностического стенда. б - спектр участка №2 трубопровода. Длина участка $l = 4,2$ м.

Исследования, выполненные при помощи СД12М для восходящего участка трубопроводов показали наличие собственных частот колебаний, в основном, в области низкочастотного диапазона. Самая большая интенсивность колебательного движения возникает на частоте 0,5Гц.

1 и 2 гармоника имеют частоты 21 и 55 Гц. Примерно также выглядят собственные частоты колебаний и других трубопроводов, и для горизонтальных участков и для нисходящих участков. Диапазон частот близок к тому диапазону частот, который характерен для сейсмического воздействия, это было видно из сейсмограммы.

По методике описанной выше определяли собственную частоту, $f_n = 20,53$ Гц. С помощью программы «Удар». Собственная частота участка трубопровода №2 была определена $f_n = 21,06$ Гц.

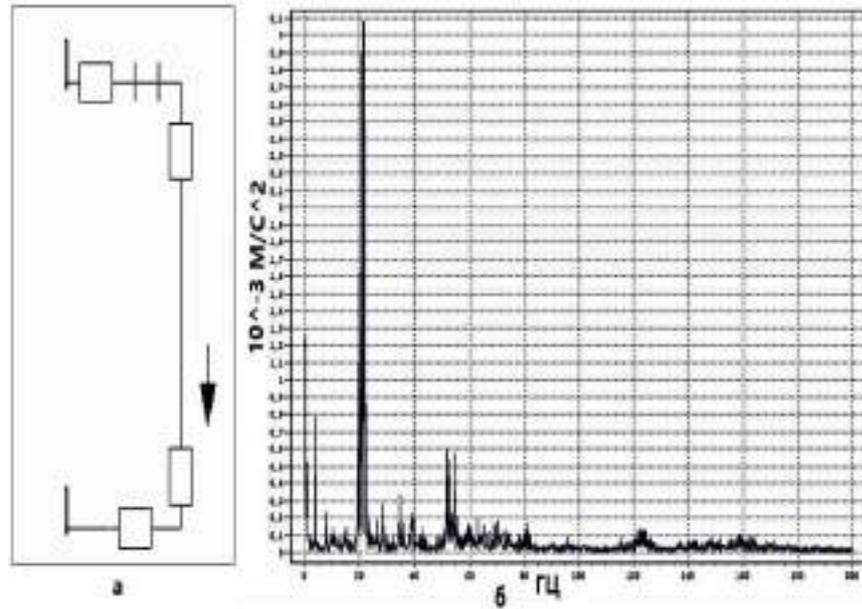


Рисунок 4.12 а-Участок №3 вибродиагностического стенда. Длина участка $l = 4,4\text{м}$.
б- Спектр участка №3 трубопровода. собственная частота 21,5 Гц

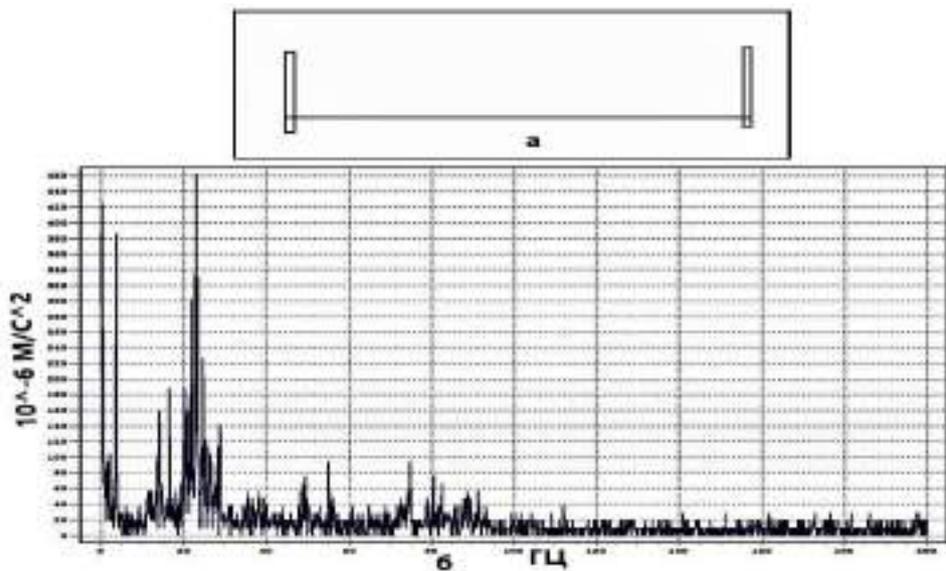


Рисунок 4.13 а-Участок №4 вибродиагностического стенда. Длина участка $l = 2\text{м}$.
б- Спектр участка №4 трубопровода. собственная частота 23 Гц

По методике определяем собственную частоту, $f_n = 21,07$ Гц. С помощью программы «Удар» собственная частота участка трубопровода №3 была определена $f_n = 21,5$ Гц.

На этом участке частотный коэффициент взят с условием закрепления трубы шарнир-шарнир из-за амортизирующих опор. По методике определяем собственную частоту, $f_n = 22,1$ Гц. С помощью программы «Удар» собственная частота участка трубопровода №4 была определена $f_n = 23$ Гц.

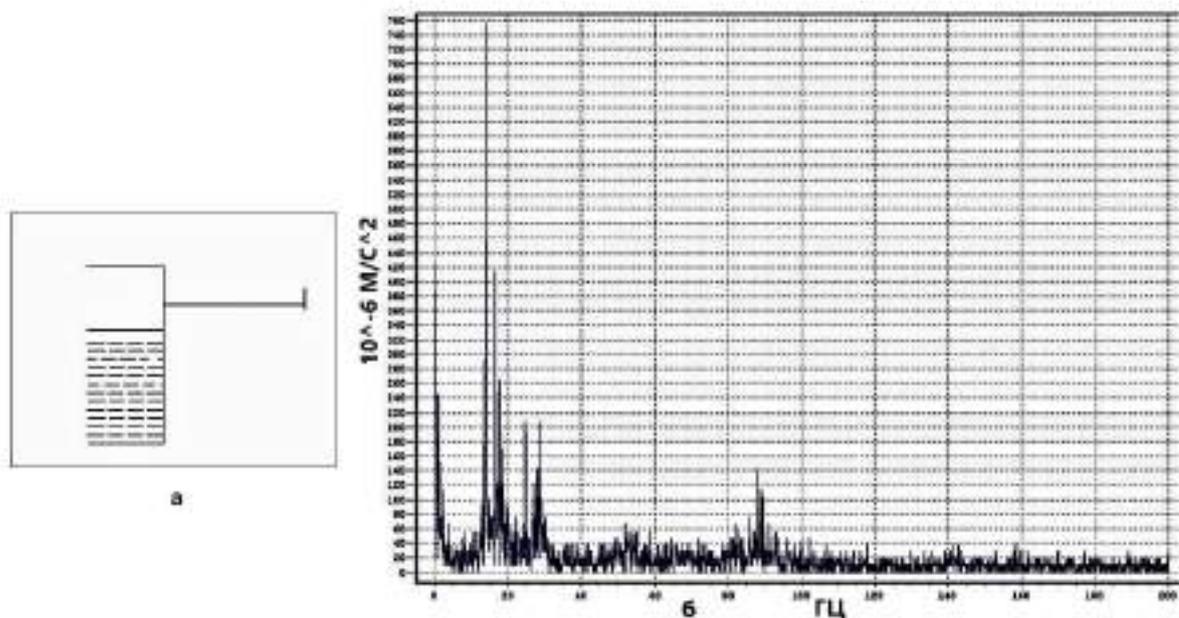


Рисунок 4.14 а-Участок №5 вибродиагностического стенда. Длина участка $l = 2,5\text{м}$. б- Спектр участка №5 трубопровода. Собственная частота $16,5$ Гц

По методике определяем собственную частоту, $f_n = 11,23$ Гц.

На этом участке большой вклад в собственную частоту трубопровода вносит бак с жидкостью, в который жестко закреплен данный участок трубопровода.

С помощью программы «Удар» собственная частота участка трубопровода №5 была определена $f_n = 16,5$ Гц.

Для обоснования формулы (4.11) было выполнено экспериментальное исследование вибродиагностического стенда с помощью виброанализатора СД-12М. В таблице 4.4 представлены значения собственных частот на различных участках трубопровода.

Таблица 4.4 Сравнение экспериментальных и расчетных значений собственных частот различных участков трубопровода вибродиагностического стенда

№ участка трубопровода	Собственная частота, Гц	
	Расчетное значение	Экспериментальное значение
№1	8,01	8,125
№2	20,53	21,06
№3	21,07	21,5
№4	22,1	23
№5	11,23	16,5

После модернизации стенда появилась возможность моделировать критические для трубопроводов режимы, при которых теплоноситель, в данном случае двухфазный поток вода-воздух, создает гидравлические удары большей силы на поворотном участке стенда.

Усовершенствование стенда вибродиагностики позволило оценить влияние двухфазного потока на вибрацию участков трубопровода при различных режимах течения теплоносителя. В процессе модернизации были существенно изменены возможности стенда, увеличен диапазон изменения расходов воды и воздуха до 20 м³/ч, что позволило комплексно исследовать пузырьковый, снарядный и дисперсно-кольцевой режимы течения двухфазного потока. Получаемые при этом вибрации максимально приближены к уровню вибраций при эксплуатации трубопроводов на атомных и тепловых электростанциях.

Единый пульт управления позволяет работать на стенде одному человеку, настраивать режимы и собирать информацию одновременно с четырех участков, на которых установлено восемь пьезодатчиков. До модернизации на этот процесс требовалось минимум три человека. Установленный единый пульт управления ускорил исследовательский процесс, используемая автоматика сделала работу на стенде более простой и интересной, так как исчезла необходимости регулировать параметры напора жидкости и воздуха вручную, и в это же время следить за

показанием датчиков расходомера. Предусмотренная система вывода данных о расходе, температуре и давлении на контроллер шкафа управления и на персональный компьютер, позволила контролировать процесс течения потока в трубопроводе.

Новые датчики, смонтированные на стенде, имели меньшую погрешность, у них был расширен диапазон измерений. Обработывая данные с помощью прилагаемых к прибору СД-12М прикладных программ, позволили получать достоверный результат и совершенствовать устройства - завихрители.

Однако, при анализе собственных частот в проектной и рабочей линии нагрузки возникли значительные трудности из-за отсутствия информации об источниках пульсации давления.

При измерениях вибрации с помощью виброанализатора СД-12 М было обнаружено, что вероятность возникновения резонанса достаточно велика. Спектры таких акустических частот и частот собственных колебаний структур являются достаточно плотными, и близость некоторых частот этих двух спектров могла потенциально привести к акустомеханическому резонансу, что недопустимо в трубопроводах.

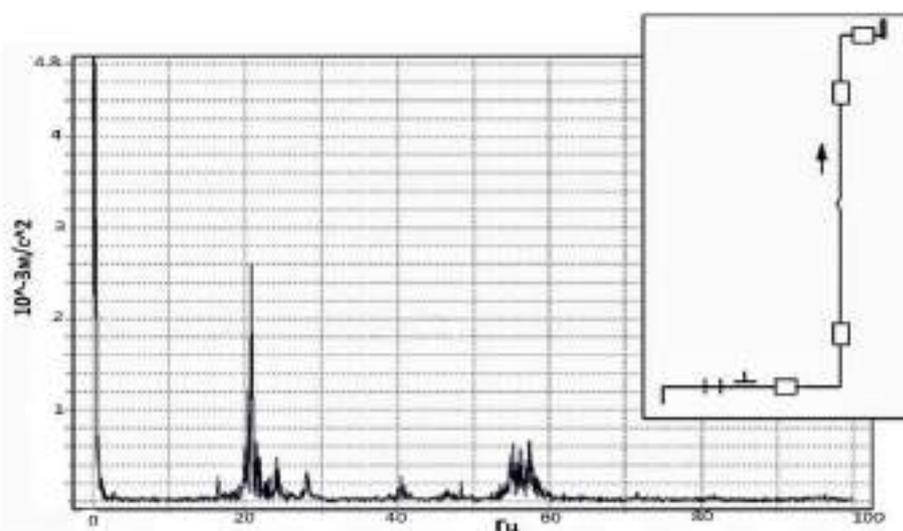


Рисунок 4.15 Представлена шумовая характеристика спектра колебаний трубопровода экспериментального стенда

На рисунке 4.15 показан спектр огибающей частоты высокочастотной вибрации и потенциальной генерации шума из-за вибрации, описывающей

снижение уровня шума с диапазона 105-135 дБ до уровня 95-100 дБ по мере роста частоты собственных колебаний в исследуемой точке экспериментального стенда. Характеристика получена с помощью пьезодатчика виброанализатора СД-12 М. представлена частотная характеристика трубопровода для восходящего участка двухфазного потока экспериментального стенда. Видно, что максимальная частота соответствует 0,5 Гц, первая гармоника возникает на частоте 21 Гц, а последующая на частоте 55 Гц.

4.7 PIV-Метод лазерной велосимметрии для определения эффективности закрутки потока различными типами завихрителей

Методика проведения экспериментов с использованием лазерного устройства подробно описана в главе 2. Локализация светового импульса в измерительную область осуществлялась с помощью оптической насадки (создания лазерного ножа и системы регулирования его толщины).



Рисунок 4.16 Экспериментальная установка для применения PIV-метода на кафедре «Атомные станции и возобновляемые источники энергии» Уральского федерального университета

Фокусное расстояние оптической системы может меняться от 0,3 до 0,6 м. При этом толщина лазерного ножа может изменяться от 0,5 до 3 мм. Регистрация отраженных оптических импульсов осуществлялась кросскорреляционной

камерой, которая предназначена для двукратной регистрации трассерных картин в потоке и может работать как в двухкадровом, так и в однокадровом режиме. Временная задержка между вспышками лазера при двухкадровом режиме регистрации кадров может варьироваться от 10 мкс до 259 мс.

Экспериментальная установка «Полис» была использована для работы на малом гидравлическом стенде. Установка включает в себя двойной импульсный твердотельный лазер, цифровую корреляционную камеру, прозрачную плексигласную вставку, через которую можно наблюдать состояние потока. Ниже прозрачных вставок устанавливались вставки-завихрители.

Исследования на этой установке позволили получить цветовую визуализацию траектории движения частиц жидкости, поля скоростей и определить влияние различного количества канавок на изменения характеристик двухфазного потока при различных числах Ренольдса и различных объемных влажностях. Для примера, на фото показаны траектории движения для канавок с 12, 22 и 30 канавками. Видно, что возникает газовый жгут в центре канала. Особенно устойчив он для потока с 30 канавками, хотя здесь количество газа маленькое, но он отжимается в центр по данной периферии.

Тем самым, поставленная задача разрушения снарядной структуры с помощью вставок-завихрителей была решена и проконтролирована таким образом, что тяжелая фаза «ушла» к стенке, легкая - в центр.

Расчетно-теоретические и экспериментальные данные, полученные на стенде, необходимо было проанализировать с помощью более совершенных методов и инструментов исследований микропотоков. Для верификации результатов математического моделирования в рамках данной задачи рассматривалось несколько методик с точки зрения возможности получения требуемого объема и точности результатов. Это:

- метод теневых исследований Теплера;
- фотографический метод стробоскопической визуализации;
- метод лазерной доплеровской анемометрии (ЛДА);

- метод цифровой трассерной визуализации (particle image velocimetry, PIV).

Исследования влияния закрутки двухфазного потока с помощью вставок-завихрителей с эвольвентными канавками проводились на гидродинамическом стенде с воздухо-водяным потоком, циркулирующем в замкнутом контуре из труб диаметром 45 мм с прозрачными секциями из оргстекла для визуализации течения [120].

4.8 Возможности программного обеспечения для исследований с использованием PIV-метода

Программное обеспечение Actual Flow, поставляемое с системой «Полис», использовалось для автоматизации процесса проведения эксперимента, хранения и обработки данных; визуализации экспериментальных и рассчитанных данных, а также предоставляло удобные механизмы управления данными.

Программное обеспечение состоит из следующих основных модулей:

- менеджер базы данных предназначен для управления данными: их хранения, записи, удаления, импорта/экспорта;
- менеджер эксперимента позволяет пользователю программировать параметры работы синхронизатора и управлять процессом эксперимента;
- менеджер обработки данных позволяет проводить обработку данных алгоритмами, зарегистрированными в программном обеспечении.

Стенд, описанный в предыдущем разделе (4.7), представлял из себя контур циркуляции теплоносителя (воды), оснащенный устройством засева потока трассерами (генератор тумана Martin Magnum 1800). Установка позволяла проводить исследования режимов течения при числах Рейнольдса 10^4 - 10^6 , что обеспечивает применимость полученных результатов для анализа гидродинамики установок реального масштаба [121,122]. Диагностика закрученного потока осуществлялась методом цифровой трассерной визуализации (PIV). Метод PIV - полевой оптический метод измерения полей скорости жидкости и газа. Для

измерения полей скорости в интересующих сечениях модели применялась PIV-система «Полис», разработанная в ИТ СО РАН [123, 124]. Согласно классификации, предложенной Хиншем [125], измерительная система может быть помечена как (k, l, m) , где $k = 1, 2, 3$ обозначает номер скорости Компоненты, измеренные $l = 0, 1, 2, 3$, обозначают количество пространственных измерений измерения домен, а $m = 0, 1$ обозначает мгновенный или непрерывная запись времени, соответственно. Соответственно, даже лучшие точечные методы могут достичь только $(3, 0, 1)$ статус. Напротив, самая простая форма PIV предоставляет двумерные данные о скорости на плоскости область в дискретные моменты времени, то есть $(2, 2, 0)$. большинство систем PIV, используемых сегодня, относятся к этому категория. Лазерные импульсы записываются на том же датчик, т.е. заслонка датчика остается открытой во время время, когда происходят оба лазерных всплеска. Такая запись называется однокадровым / двухимпульсным [126]. В случае PIV на основе корреляции, функция автокорреляции $R(S)$, картины интенсивности, $I(X)$, из точка допроса

$$R(S) = \int_{\text{spot}} I(X) I(X+S) dX, \quad (4.17)$$

Прямое вычисление автокорреляционной функции оценивая уравнение слишком дорого. Вместо этого функция автокорреляции вычисляется через двумерное быстрое преобразование Фурье (БПФ) оцифрованный образец интенсивности.

$$R(S) = I(X) * I(X) = I(X) * I(-X), \quad (4.18)$$

где $*$ представляет корреляцию операции и $*$ операцию свертки. С помощью теоремы свертки: $F\{R(S)\} = F\{I(X)\} \cdot F\{I(X)\} = |F\{I(X)\}|^2$, где F обозначает Фурье преобразование. Следовательно,

$$R(S) = F^{-1}\{F\{|I(X)|^2\}\}, \quad (4.19)$$

Турбулентность двухфазного и однофазного потоков представляет собой чрезвычайно сложный объект для исследования с очень большим количеством степеней свободы и обычно характеризуется широкополосным набором различных компонент движения внутренних сил, среди которых существенную роль играют

мелкомасштабные и высокочастотные составляющие, измерение которых подразумевает высокое пространственное и частотное разрешение используемого метода. Преимуществом оптических методов является невозмущающий характер измерений, а также возможность регистрации мгновенных картин течения. Это позволяет не только визуализировать вихревую структуру потоков различных масштабов и конфигураций, но и получать количественную информацию о турбулентных пульсациях и завихрениях.

На рисунке 4.17 представлена фотовизуализация закрутки потока жидкости ($f=0$) после прохождения вставки-завихрителя.

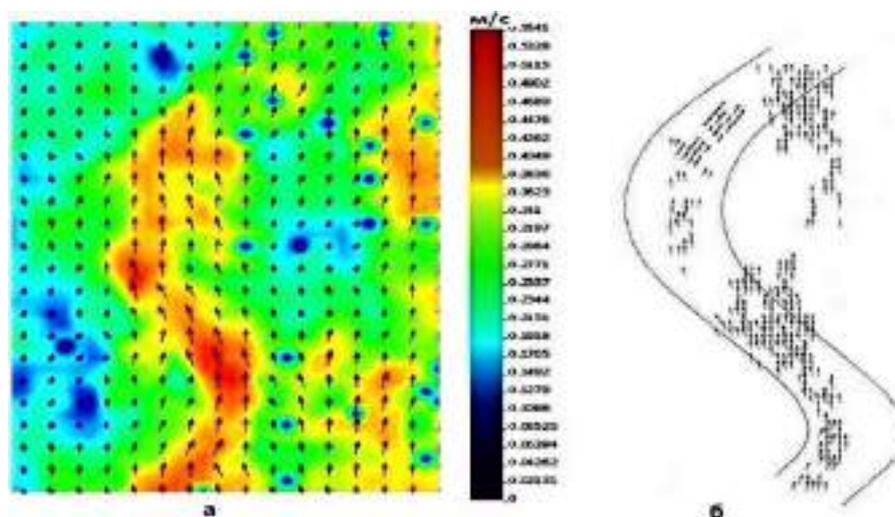


Рисунок 4.17 а- фотовизуализация закрутки потока жидкости при отсутствии газа ($f=0$) после прохождения вставки-завихрителя. б- трассер вектора скоростей течения теплоносителя после прохождения вставки-завихрителя на участке $L=0-15$ см

Представленный трассер векторов скоростей течения на прямолинейном участке трубопровода демонстрирует распределение скоростей после выхода из вставки-завихрителя и показывает рассредоточение градиента давления водной среды от наружной стенки по всему объему трубопровода. Указанный эффект демонстрирует возможность пассивного управления виброперемещением за счет диссипации давления на наружную стенку в поворотных участках трубопроводов посредством вставок, установленных перед входением в поворот.

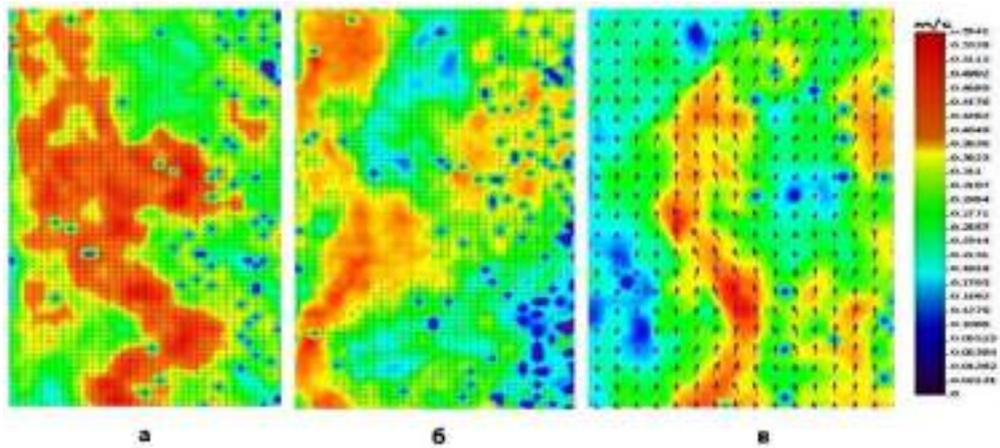


Рисунок 4.18 Сравнительная векторная визуализация закрутки потока через разные вставки-завихрители: а. с 12 канавками; б.-с 22 канавками; в.- с 30 канавками

Разный цвет векторов на рис. 4.18 соответствует разному значению скоростей. После небольшой обработки изображения средствами прикладной программы получаем картинку векторов скоростей закрученного потока жидкости. На прямолинейном участке трубопровода градиент давлений между нижним и верхним участками трубопровода крайне низкий. Он возникает только в результате гравитационного воздействия на теплоноситель (отсутствуют центробежные и центростремительные усилия). В поворотном участке в результате центробежных сил более тяжелая фракция теплоносителя отбрасывается на наружную стенку внутри трубы, а более легкая (воздух) вытесняется на внутреннюю поверхность и движется по внутреннему радиусу трубопровода. Используя завихритель удастся выравнять градиент давления на наружной и внутренней поверхностях внутри поворотного участка, снижать разность давлений на внешнюю и внутреннюю поверхности и, тем самым, снижать усилия, способствующие виброперемещению трубопровода.

ГЛАВА 5. ИССЛЕДОВАНИЯ ВСКИПАНИЯ ПЕРЕГРЕТОЙ ЖИДКОСТИ В ОБЪЕМЕ И УЗКОМ КАНАЛЕ

5.1 Вводный обзор процесса перегрева и кавитации

Особо опасным явлением на АЭС потенциально может стать сейсмочувствительность во время перегрева при остановке принудительной циркуляции. При возникновении аварийной ситуации, связанной с остановкой циркуляции теплоносителей недостаточной системы отвода тепла возможно возникновение общего или локального перегрева жидкости выше температуры насыщения. Сейсмическое воздействие приводит к возникновению в перегретой жидкости центров парообразования вследствие гравитационных процессов, в результате чего возникает процесс взрывного вскипания. Перегрев - причина вскипания, а гравитация - как спусковой крючок. Условия для перегрева жидкости особенно благоприятны в каналах малого проходного сечения, где капиллярные силы препятствуют действию свободной конвекции. В этих каналах возникает эффект запаривания. Вскипевшая жидкость не может поступить обратно в канал вследствие непрерывного парообразования и роста давления.

Кавитация возникает при прохождении волн высокой интенсивности и амплитуды, превосходящей пороговую величину и сопровождается сжатием и растяжением среды. Для воды порог кавитации возрастает по мере снижения содержания газа в жидкости, при увеличении гидростатического давления, после “сжатия” газа в жидкости ($\sim 10^8$ Па) гидростатическим давлением, или при увеличении частоты. Например, при импульсном ультразвуковом воздействии порог кавитации зависит от длительности импульса и достигает максимума при 0,06–0,6 мкс.

Возникновение кавитации и степень ее развития характеризуют числом кавитации:

$$C = \frac{P_0 - P_s}{P_a}, \quad (5.1)$$

где P_s – давление насыщенного пара; P_a – амплитуда давления; P_0 – гидростатическое давление.

Возникновение кавитации определяется критическим числом S_k , которому соответствует критическое значение звукового давления P_k , определяемое экспериментально (как известно, критическое давление P_k зависит от температуры жидкости, например, для воды при $t = 20^\circ\text{C}$ $P_k = 2,35$ кПа); эти величины для воды зависят от многих параметров, характеризующих как состояние жидкости – газосодержание, количество растворенного в воде воздуха, так и звукового поля – частота.

Кавитационные пузырьки образуются в местах, где давление в жидкости становится ниже некоторого критического значения P_{cr} (в реальной жидкости P_{cr} соответствует давлению насыщенного пара этой жидкости при данной температуре). Мельчайшие газовые пузырьки, которые всегда имеются в воде, попадая в зону пониженного давления, начинают резко увеличиваться. Это приводит к быстрому уменьшению давления внутри их, к испарению (вскипанию) воды и увеличению давления до давления насыщенных паров

Повышение интенсивности возмущений в виде ударной волны приводит к нестабильной кавитации: пузырьки довольно быстро достигают резонансного размера, стремительно расширяются, после чего резко захлопываются, создавая кратковременные (длительностью $\sim 10^{-6}$ с) мощные импульсы давления (до 10^8 Па и выше), способные разрушить даже прочные материалы.

В жидкости в условиях перегрева при отрицательном давлении внезапно возникает кавитационный пузырь и его рост может закончиться взрывом. Теория кавитации, акустическая кавитация в жидкостях и пузырьки в воде были изучены на основе источников [127-129].

Паровой снаряд образуется вследствие периодического перегрева, его объем можно оценить следующим образом:

$$V = \frac{c_p m \Delta t_{\text{пер}}}{r \rho_{\text{п}}} + \frac{qF}{r \rho_{\text{п}}} T, \quad (5.2)$$

где, $\Delta t_{\text{пер}}$ — величина перегрева; C_p — теплоемкость жидкости; $\rho_{\text{п}}$ — плотность пара; r — скрытая теплота парообразования; q — плотность теплового потока; F_K — площадь боковой поверхности парового снаряда; T — время образования парового пузыря; m — приведенная масса жидкости, находящейся при температуре среднего перегрева

$$m = \frac{\rho_{\text{ж}} F_K}{\Delta t_{\text{пер}}} \int_0^x \Delta t_{\text{пер}}(x) dx, \quad (5.3)$$

где, F_k — площадь поперечного сечения канала; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости.

Первый член в уравнении (5.2) учитывает образование парового пузыря вследствие перегрева жидкости, второй — за счет испарения пленки жидкости между снарядом и стенкой канала за время образования пузыря. Расчет показывает, что величина второго члена, определявшаяся для парового снаряда, имеющего цилиндрическую форму с полусферическими основаниями, дает вклад в величину объема пузыря, не превышающий 5% во всех исследованных режимах [133].

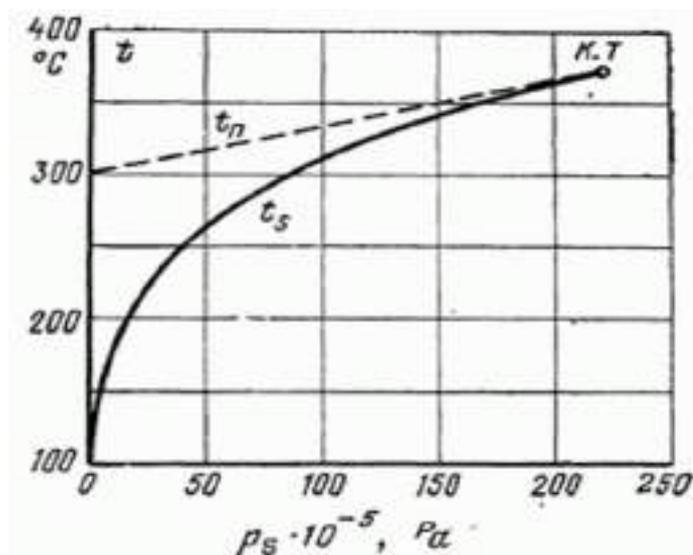


Рисунок 5.1 Зависимость температуры перегрева воды от давления

На рисунке 5.1. показана зависимость температуры перегрева $t_n = f(p)$ воды от давления [130]. На рисунке также показана линия насыщения $t_s = f(p)$ воды. Характерной особенностью зависимости $t_n = f(p)$ является то, что она близка к прямой линии, которая заканчивается в критической точке состояния вещества.

5.2 Результаты экспериментов с перегретой жидкостью в объеме

Возникновение перегрева с наибольшей вероятностью наблюдается в каналах малого эффективного сечения, где возникает дополнительный эффект сил Лапласа, препятствующих активному испарению. Из эксперимента видно, что реализованная внешняя низкая частота оказывает влияние на перегретую жидкость. Как видно, когда нагреваемая жидкость приблизилась к температуре кипения из-за примесей и неоднородной поверхности, она создает обычные пузырьки внутри сосуда, и температура понижается в течение некоторого момента, показанного на рисунке 5.2 сосуда 2. Однако, в случае сосуда 1 сценарий был другой, а именно когда жидкость догревалась до температуры 100 °С, затем температура поднималась выше по мере нагрева, как показано на рис.5.2. Максимальный перегрев соответствовал температуре 108°С (на 8 градусов выше температуры кипения).

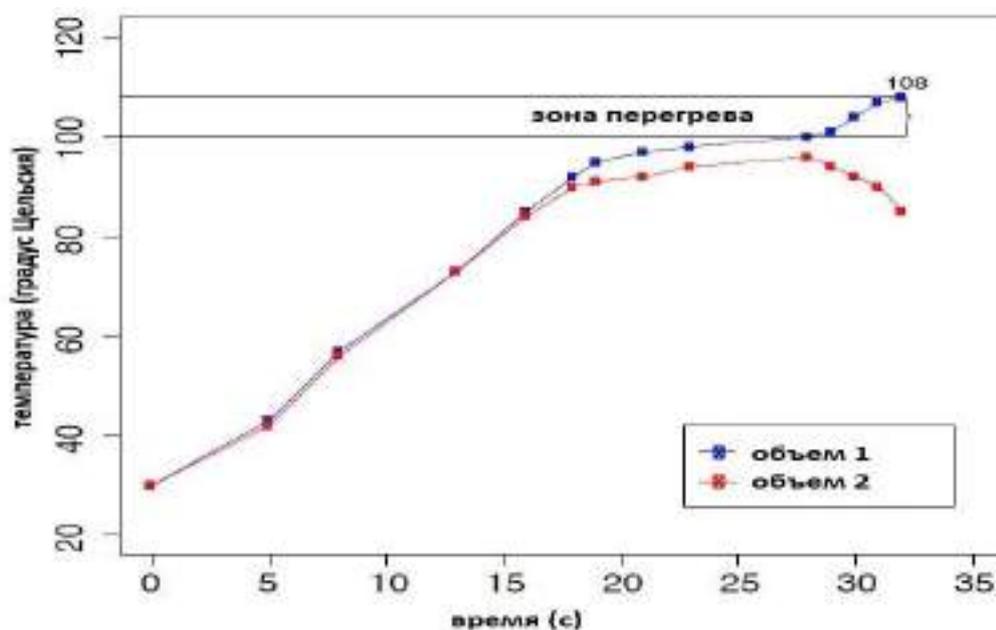


Рисунок 5.2 Сравнение температуры и влияния низкочастотного воздействия на процесс вскипания перегретой жидкости

Температура в ходе эксперимента фиксировалась также с помощью тепловизора. В ходе эксперимента осуществлялось воздействие на сосуд ударами низкой частоты, что приводило к последующему повышению температуры и, одновременно, к резкому выбросу пузырьков – взрыву пара. Процесс

парообразования и выброса фиксировался на скоростную видеокамеру (изображение представлено на рисунках 5.3 и 5.4).

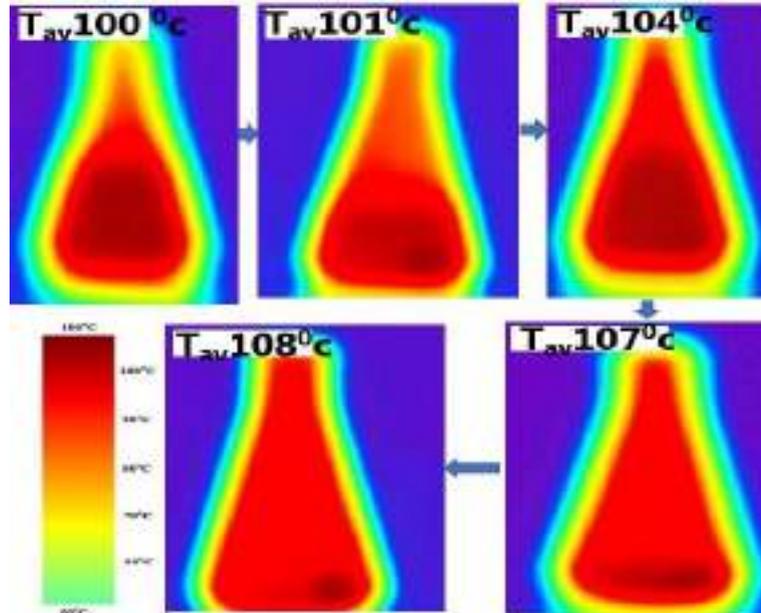


Рисунок 5.3 Термограмма зон при стационарном исследовании перегретой жидкости в объеме сосуда

Образование большого парового снаряда, здесь переход к объемному вскипанию и здесь объемное вскипание всей жидкости с полным выбросом ее из объема сосуда. Видно, что вся жидкость нагрета до температуры практически выше 100 градусов, то есть возникают условия перегрева жидкости. Именно этот перегрев и срабатывает потом при воздействии, освобождая запасенную тепловую энергию в виде парового взрыва. Температура в зоне перегрева достигала 108 градусов по мере нагрева и в случае достижения предела от получения импульса в этой зоне происходил процесс вскипания. В этом случае, температура начинала снижаться. Жидкость кипит, температура понижается. Более интенсивно процессы парообразования происходят в узких каналах, в стесненных условиях.

В эксперименте использовались пять сосудов. Первоначально, до проведения эксперимента с воздействием низкочастотных колебаний, из-за недостаточной стерилизации емкостей не удавалось добиться устойчивого перегрева жидкости.



Рисунок 5.4 Процесс вскипания перегретой воды в результате кавитации, регистрируемый скоростной видеокамерой

После обработки сосудов хромистой смесью, представляющей собой смесь концентрированной серной кислоты и дихромата калия, были достигнуты результаты, позволившие провести эксперимент с перегретой жидкостью.

5.3 Исследование вскипания перегретой жидкости в узком канале

Было проведено исследование поведения жидкости и изменения ее параметров в обогреваемой трубе малого диаметра, имитирующей каналы канальных реакторов, либо трубки парогенераторов, устанавливаемые в проектах с ВВЭР, PWR, либо реакторами с жидкометаллическим теплоносителем.

Для безопасности и надежной работы теплообменных аппаратов важно избегать резких изменений механизма теплоотдачи, называемых кризисами кипения. При резком снижении теплоотдачи также резко возрастает температура стенки, через которую происходит теплообмен, что пагубно сказывается на ресурсе теплообменного аппарата из-за накапливающихся в металле напряжений и разрушений. Этот эксперимент позволил рассмотреть феномен перегретой жидкости, которая может возникать в процессе испарения рабочего тела. Так как перегрев жидкости – состояние метастабильное, любое возникновение или увеличение количества центров парообразования повлечет за собой

взрывообразное вскипание рабочего тела. Такие нарушения термодинамического равновесия порождают нестационарные процессы, опасные циклическими нагрузками для конструкционных материалов, а, следовательно, снижением ресурса конструкционных элементов, которые подвержены этим нагрузкам.

В рисунке (5.5) показаны скоростные фотографии и термограммы этого процесса.



Рисунок 5.5 Фотофиксация взрыва в узком канале с перегретой жидкостью

Видно, что частичный нагрев и перегрев большей части жидкости и затем перегрев всей жидкости в объеме, затем воздействие и вскипание. Жидкость выбрасывается из канала и дальше в канале начинается непрерывное парообразование, эффект запаривания.

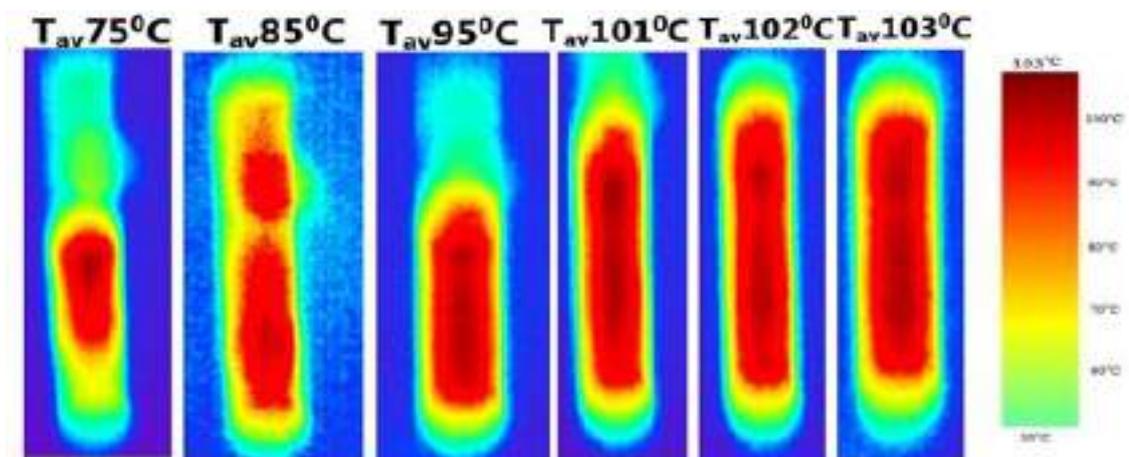


Рисунок 5.6 Термограмма изменения температуры перегретой жидкости в узком канале

В случае образования пузырька пара, при его попадании в область пониженных параметров, происходит быстрая конденсация паров на стенках пузырька, которая приводит к кратковременному росту давления. Оценки возникающего давления разнятся ввиду сложности измерения и теоретических расчетов, но примерный порядок давления - $10^4 - 10^5$ ата. физическая природа кавитации и механизм кавитационных повреждений. Такие напряжения не способен выдержать ни один материал.

В результате воздействия кавитации на конструкционные элементы, в нем возникают каверны, истончающие стенку, что увеличивает напряжение в материале, следовательно, вероятность разгерметизации растет. Разгерметизация теплообменного аппарата грозит различными последствиями, в зависимости от типа установки: в то время как на ТЭС последствия сравнительно невелики, на установке с РБМК, например, кипящий теплоноситель непосредственно касается ТВС, разгерметизация грозит распространением радиоактивных веществ по всему оборудованию, так как схема установки – одноконтурная. Это приведет к повышенным дозозатратам, потерям из-за внепланового ремонта, либо, при неблагоприятном стечении обстоятельств, к радиационной аварии.

В случае с реакторами, работающими с теплоносителем под давлением, разгерметизация теплообменного аппарата влечет за собой вывод из строя петли с необходимостью ремонта теплообменных труб АЭС. В установках с жидкометаллическими теплоносителями разгерметизация означает последующую бурную химическую реакцию окисления ЖМТ в присутствии воды с выделением тепла и продуктов реакции, которые могут привести к прожжению стенки теплообменного аппарата, образуя непосредственный выход реагирующих тел и продуктов реакции в помещение с оборудованием, что может вызвать пожар.

Проведенные экспериментальные исследования позволяют сделать вывод, что низкочастотные ударные воздействия ведут к интенсивному кавитационному вскипанию перегретого теплоносителя (воды), причем уровень перегрева зависит от размера каналов, содержащих жидкость.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе проведения экспериментов были сделаны следующие выводы и получены результаты:

1. Сооружение АЭС «Руппур» - единственный способ радикального улучшения энергообеспечения Бангладеш в короткие сроки для наиболее сильного из потенциальных и близко расположенных очагов землетрясений (Мадупур), где интенсивность сейсмического воздействия на площадке АЭС не превышает 8 баллов по шкале MSK 64.
2. Анализ сейсмической ситуации для вопросов безопасности относительно планируемой площадки проекта атомной электростанции в Бангладеш продемонстрировал, что наибольшие воздействия на площадку размещения АЭС находятся в диапазоне периодов колебаний грунта от 0,1 до 10 сек, с пиками ускорений в диапазоне от 0,8- 2 сек; скоростей от 2 до 3 сек; перемещений от 2 до 8, что свидетельствует о потенциально опасном низкочастотном характере воздействия на расположенные на площадке объекты.
3. Разработаны и внедрены 4 экспериментальных стенда для исследования воздействия низкочастотных колебаний (имитация землетрясения) на состояние трубопроводов энергетического оборудования.
 - вибродиагностический стенд;
 - лазерный стенд цифровой трассерной визуализации- PIV Метод;
 - экспериментальный стенд исследования влияния низкочастотного воздействия на процесс вскипания теплоносителя в объеме;
 - экспериментальный стенд исследований поведения перегретой жидкости в узком канале.
4. Впервые исследованы спектры виброхарактеристик (виброперемещения виброускорения, виброскорости) трубопроводов при различных режимах

течения двухфазного потока с использованием разных типов завихрителей. Получены результаты, характеризующие эффект использования завихрителей в трубопроводах с двухфазным течением: снижение виброперемещения до 25-40% при среднеквадратичной ошибке 15%.

5. С помощью лазерного сканирования (PIV-метод) получены распределения скоростей в прямолинейных и различных поворотных участках трубопровода, определены условия вихреобразования и возникновения градиента давлений на внешние и внутренние стенки в поворотных участках, что дает возможность верификации расчетных моделей при решении задачи пассивного управления (снижения) виброперемещения трубопроводов энергетического оборудования и повышения надежности и безопасности эксплуатации его в целом.
6. Экспериментальные исследования показали, что низкочастотные ударные воздействия ведут к интенсивному кавитационному вскипанию перегретого теплоносителя (воды), причем уровень перегрева зависит от размера каналов, содержащих жидкость.
7. В результате температурных измерений перегретой жидкости во время экспериментов, направленных на определение воздействия ударов на процесс вскипания показано, что при отсутствии циркуляции теплоносителя максимальный перегрев соответствовал температуре 108 °С (на 8 градусов выше температуры кипения), а для исследований вскипания перегретой жидкости в узком канале соответствовал температуре 103°С (на 3 градуса выше температуры кипения). В обоих случаях низкочастотные воздействия (потенциальные землетрясения) приводили к снижению температуры вскипания теплоносителя, что характеризует возрастание опасности в случае землетрясения и требует применения дополнительных устройств для снижения виброперемещений оборудования и трубопроводов.

Перспективы дальнейшей разработки темы исследования.

Дальнейшие исследования предполагают масштабирование полученных результатов, для чего необходимо проведение экспериментальных работ по изучению влияния внутренней геометрии завихрителей при различных диаметрах трубопровода (от 10 до 800 мм), а также длин участков завихряющих устройств (от 200 до 1000 мм). Полученные результаты позволят получить математические зависимости для изготовления оптимальных конструкций вставок-завихрителей и унифицировать их применение в различных отраслях (энергетической, химической, пищевой и др.) с целью повышения надежности трубопроводов и безопасности объектов в целом.

СПИСОК ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ

- АЭС – атомная электростанция
- ВВЭР – водо-водяной энергетический реактор с водой под давлением
- БРОУ – быстродействующая редуционно-охлаждающая установка
- КИП – контрольно–измерительные приборы
- ПВД – подогреватель высокого давления
- ППР – планово-предупредительный ремонт
- СПП – сепаратор-пароперегреватель
- К.П.Д – коэффициент полезного действия
- КИУМ – коэффициент использования установленной мощности
- ТЭС – тепловая электростанция
- РБМК– Реактор большой мощности канальный
- ВВЭР– Водо-водяной энергетический реактор
- ТВЭЛ–Тепловыделяющий элемент
- ЧС – чрезвычайная ситуация
- ЯЭУ – ядерная энергетическая установка
- СКЗ – среднеквадратическое значение
- РАЭС – АЭС «Руппур»
- PGA – peak ground acceleration (пиковое ускорение грунта)
- МАГАТЭ - международное агентство по атомной энергии
- МРЗ – максимальное расчетное землетрясение
- ПЗ-проектное землетрясение
- MSK – шкала Медведева-Шпонхойера-Карника
- EMS – европейская макросейсмическая шкала
- ТВС -тепловыделяющая сборка
- СУЗ-система управления и защиты
- РУ-реакторная установка
- PIV- particle image velocimetry (анемометрия по изображениям частиц)
- Кон – конгломератный режим

П – пузырьковый режим

С – снарядный режим

Пек – пенистокольцевой режим

Пес – пенистоснарядный режим

К – кольцевой (дисперсно-кольцевой) режим

Д – дисперсный режим

Эк – эмульсионно-кольцевой режим

Сэм – снарядно-эмульсионный режим

Э – эмульсионный режим

Пе – пенистый режим

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Общие положения обеспечения безопасности атомных станций. ОПБ-88/97 (ПНАЭ Г-01-011-97). -М.: Энергоатомиздат, — 1997.— С. 41.
2. Правила устройства и безопасной эксплуатации оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-008-89) 2-е изд., испр. и доп. /Госатомэнергонадзор СССР. -М.: Энергоатомиздат, — 1990. — С. 168.
3. В.В. Перевезенцев. Закономерности формирования гидродинамических нагрузок на пучки ТВЭЛов в турбулентном потоке теплоносителя в ТВС ВВЭР. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация.
4. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002-86) /Госатомэнергонадзор СССР. М.: Энергоатомиздат. — 1989. — С. 525.
5. Нормы проектирования сейсмостойких атомных станций. НП-031-01. — М.: 2001 //Вестник Госатомнадзора России. — 2001, — № 6, — С. 7-31.
6. Tanaka, M. Vibration of piping system by pulsation of containing fluid (1st Report, lateral vibration of piping excited by fluid force)/ M. Tanaka, K. Fujita // Trans. JSME. — 1987. 53. 487. — С. 591-597.
7. Ortiz Vidal, L.E., Flow Induced Vibration Due to Gas Liquid Pipe Flow: Knowledge Evolution / L.E. Ortiz Vidal, O.M. Hernandez Rodriguez // 21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Natal, Brazil. — 2011. October 24-28.
8. Э.У. Незаметдинов. Методические указания по контролю за состоянием металлических напорных трубопроводов гидроэлектростанций. — 1998.
9. Вибрации в технике. Справочник. Т1. - Да.: Машиностроения. —1978.
10. Б.Г. Коренева. Справочник по динамике сооружений под ред. - М.: Стройиздат. —1972.
11. Мюнзе В. Х. Усталостная прочность сварных стальных конструкций. - М.: Машиностроение. —1968.

12. Методические указания по проведению обследований и испытаний напорных металлических трубопроводов, 2и0940. - М.: СПКTB "МОСГИДРОСТАЛЬ". — 1996.
13. Методические указания по контролю за вибрационным состоянием металлических напорных трубопроводов гидроэлектростанций. - Да.: СПО СОЮЗТЕХЭНЕРГО. —1979.
14. Разработка методики дефектоскопического контроля металла напорных трубопроводов Баксанской ГЭС. Технический отчет по "союзтехэнерго". Для АРХ. № 46571. —1982.
15. П.Л. Кириллов. Справочник по теплогидравлическим расчетам в ядерной энергетике / П.Л. Кириллов, В.П. Бобков П.В. жуков, Ю.С. Юрьев // Теплогидравлические процессы в ЯЭУ. Том1. Москва ИздАТ. —2010.
16. Самарин А.А. Вибраций трубопроводов энергетических установок и методы их устранения. М.: Энергия. —1979. — С. 288.
17. Федорович Е.Д. Вибрации элементов оборудования ЯЭУ / Е.Д. Федорович, Б.С. Фокин, А.Ф. Аксельрод и др. // М.: Энергоатомиздат. — 1989. — С. 168.
18. Фролов К.В. Динамика конструкций гидроаэроупругих систем / К.В.Фролов, Н.А. Махутов, С.М. Каплунов и др. // М.: Наука. —2002. — С. 397.
19. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002-86) / Госатомэнергонадзор СССР. // М.: Энергоатомиздат. — 1989,— С. 525. (Правила и нормы в атомной энергетике).
20. РТМ 108.302.03-86. Парогенераторы АЭС: Расчет вибраций теплообменных труб. Л.: НПОЦКТИ. — 1987. — С. 74.
21. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов / В.И. Феодосьев // М.: ГИФМЛ. — 1962.
22. Амбарцумян С.А. Общая теория анизотропных оболочек / С.А. Амбарцумян// М., «Наука». — 1974. — С. 446.

23. Ананьев И.В. Колебания упругих систем в авиационных конструкциях и их демпфирование/ И.В. Ананьев, П. Г. Тимофеев // М., «Машиностроение». — 1965. — С. 526.
24. Бабаков И.М. Теория колебаний/ И.М. Бабаков // М., «Наука». —1968. — С. 560.
25. Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем/ В.В. Болотин М., Гостехиздат. —1956. — С. 600.
26. Болотин В.В. Краевой эффект при колебаниях упругих оболочек/ В.В. Болотин // «ПММ», т. 24. — 1960, — № 5, — С. 831-842.
27. Болотин В.В. Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости/ В.В. Болотин М. // Физматгиз. — 1961. — С. 339.
28. Болотин В.В. Применение методов теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений / В.В. Болотин// М., Стройиздат. — 1971. — С. 256.
29. Болотин В.В. Теория распределения собственных частот упругих тел и ее применение к задачам случайных колебаний/ В.В. Болотин// «Прикладная механика», т. 8. — С. 1972. — С. вып. 4. — С. 3-29.
30. Kutateladze S.S. Gidrodinamika gazozhidkostnyh system [Hydrodynamic of gas-liquid systems]/ S.S. Kutateladze, M.A. Styrikovich// Moscow. Energiya Publ. —1972. — С. 296.
31. Chisholm D. Russ. ed.: Dvuhfaznye techeniya v truboprovodah i teploobmennikah [Two-phase flow in pipelines and heat-exchangers]/ D. Chisholm// Moscow, Nedra Publ. — 1986. — С. 204.
32. Perevezentsev V.V. Unsteady hydrodynamic loads and vibration of fuel elements in VVER-440/ V.V. Perevezentsev, V.I. Solonin, F.D. Sorokin// Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved. Yadern. energetika [Proc. Univ. Nuclear Energy]. — 2008. — no. 4. — С. 23–29.

33. Исаков Н.Ш. диагностика двухфазных течений в вертикальных каналах в режиме естественной циркуляции по пристеночным пульсациям давления/ Н.Ш. Исаков, В.В. Перевезенцев // МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва. Российская Федерация. — С. 1-13.
34. Bormann P./ M. Vaumbach, G. Bock, H. Grosser, L. C. George and J. Boatwright // Seismic Sources and Source Parameters. — 2012. — С. 1-94.
35. Jagadish. G. Kori. Seismic response spectrum. — С. 1-53.
36. Earthquake Facts. <https://earthquake.usgs.gov/learn/facts.php>
37. Бараненко В.И. Эрозионно-коррозионный износ оборудования и трубопроводов на АЭС с PWR и ВВЭР и его влияние на надежность и безопасность АЭС/ В.И. Бараненко, С.Г. Олейник, О.А. Беляков, Р.С. Истомин, А.В. Кумов// Четвертая международная научно-техническая конференция «Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР. г.Подольск, ФГУП ОКБ «ГИДРОПРЕСС. — 2005.
38. Беленький М.Я. Устранение вибраций трубопроводов, транспортирующих вскипающие и двухфазные потоки/ М.Я. Беленький, М.А. Готовский, Б.С. Фокин // Теплоэнергетика. — 1996. — №3. — С. 41-46.
39. Федорович Е.Д. Вибрация элементов оборудования/ Е.Д. Федорович, Б.С. Фокин, А.Ф. Аксельрод и идр// ЯЭУ.М:Энергоатомиздат. — 1989. — С. 168.
40. Велькин В.И. Микропроцессорный блок управления комплексным диагностическим стендом для исследований вибраций трубопроводов АЭС/ В.И. Велькин, Д.С. Комоза, А.Ю. Крутиков, В.В. Хныкина // Известия ВУЗов «Атомная энергия». — 2009. — №3. — С. 4-7.
41. Самарин А.А. Вибраций трубопроводов энергетических установок и методы их устранения/ А.А. Самарин// М.: Энергия. — 1979. — С. 288.
42. Michael G. P. Solution of Pipeline Vibration Problems by New Field-Measurement Technique/ G. P. Michael, W. W. Robert // International Compressor Engineering Conference. — 1974. — №155. — С. 435-438.

43. Peter V. Analytical Study of Piping Flow-Induced Vibration. Example of Implementation/ V. Peter, F. Leonid// 17th International Conference on structural mechanics in reactor technology. — 2003.
44. Siba M. Flow Induced Vibration in Pipes: Challenges and Solutions- A Review/ M. Siba et al.// Journal of Engineering Science and Technology. —2016. — №3. — С. 362 – 382.
45. Самарин А.А. Вибраций трубопроводов энергетических установок и методы их устранения/ А.А. Самарин// М.: Энергия. —1979. — С. 288.
46. Самарин А.А. Вибраций трубопроводов энергетических установок и методы их устранения. М.: Энергия. — 1979. — С. 288.
47. Rob S. Better design, smarter monitoring – managing vibration induced fatigue/ S. Rob// Xodus Group. Technical Paper. — 2013. — С.1-3.
48. Moissis, R. Entrance effects in a two-phase slug flow/ R. Moissis, P. J. Griffith// Heat Transfer. — 1962. — № 84. — С. 29-39
49. Nicholson, M. K. Intermittent Two-Phase Flow in Horizontal Pipes: Predictive Models/ M. K. Nicholson, K. Aziz, G. A. Gregory// J. Chem. Eng. — 1978. — № 56. — С. 653-63.
50. Nicklin, D. J. Two phase flow in vertical tubes/ D. J. Nicklin, J. O. Wilkes, J. F. Davidson// Trans. Inst. Chem. Eng. — 1962. — № 40: 6. — С. 1-68.
51. Nydal, O. J. Gas entrainment in a long liquid slug advancing in a near horizontal pipe/ O. J. Nydal, P. Andreussi// Int. J. Multiphase Flow. — С. 1991. — № 17: 1. — С. 79-90.
52. Orell, A. A model for gas-liquid slug flow in vertical tube/ A. Orell, R. Rembrandt// Ind. Eng. Chem. Fundam. — 1986. — №25: 1. —С. 96-206.
53. Reinelt, D. A. The rate at which a long bubble rises in a vertical tube/ D. A. Reinelt// J. Fluid Mech. — 1987. — № 175. —С. 557-65.
54. Mark H. Fukushima Nuclear Disaster/ H. Mark, J. C. Richard, B. N. Mary// Congressional Research Service. — 2012.

55. Buckland H. C. Cavitation inception and simulation in blade element momentum theory for modelling tidal stream turbine/ H. C. Buckland, I. Masters, J. A. C. Orme, T. Baker// Institution of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy. — 2013. — № 227 (4). —C. 479–485. doi:10.1177/0957650913477093
56. Hou Y. Experimental investigation of the steady-state efficiency of fuel cell stack under strengthened road vibrating condition/ Y. Hou, D. Hao, C. Shen, Z. Shao// Int. J. Hydrogen Energy. — 2013. — № 38. — C. 3767–3772.
57. Prisniakov, K. V. Vibration actions on heat pipes as cooling element of electronic systems/ K. — V. Prisniakov, Y.E. Nikolaenko, V.F. Prisniakov// Proceedings of the THERMES conference. Santa Fe, New Mexico, USA. January 13–16. — 2002.
58. Incorporated Research Institutions for Seismology (IRIS, <http://www.iris.edu>)
59. Michael S. S. Locked and loading megathrust linked to active subduction beneath the Indo-Burman Ranges Locked and loading megathrust linked to active subduction beneath the Indo-Burman Ranges/ S.S. Michael, R.M. Dhiman, Syed Humayun Akhter, Leonardo Seeber, Lujia Feng, Jonathan Gale, Emma M. Hill & Michael Howe// Nature Geoscience. —2016. — № 9. — C. 615–618. doi:10.1038/ngeo2760
60. A Paradigm Shift in Bangladesh Energy Sector towards SDG-7: A Few Insights of Energy Statistics in Bangladesh // http://www.unosd.org/content/documents/14698_SDGs-Incheon-2015-Bangladesh.pdf
61. Aminul Islam. Energy security in Bangladesh perspective - An assessment and implication/ Eng-Seng Chan, Yun Hin Taufiq-Yap, Md. Alam Hossain Mondal, M. Moniruzzaman, Moniruzzaman Mrid// Renewable and Sustainable Energy Reviews. — 2014. —№ 32. — C. 154-171.

62. Сааков Э.С. Сравнительный анализ зарубежных и российских методологий оценки сейсмостойкости оборудования АЭС/ Э.С. Сааков, С.И. Рясный, П.С. Казновский, К.Г. Касьянов, А.Д. Емельянова // Атомная энергия. — 2013. — № 115. — С. 309-317.
63. A. E. Kroshilin. Modeling of Three-Dimensional Time Dependent Two-phase Flow for Full Scope Training/ A. E. Kroshilin, V. E. Kroshilin, A. N. Veselovsky, S. D. Kalinichenko, and A. F. Zhivotyagin// Simulators with BAGIRA Thermal-Hydraulic Code. Proc. of the 1994 Simulation Multiconference. —1994. — С. 494-499.
64. A. E. Kroshilin. Analysis of 3-Dimensional Two- Phase Flow for: Real-Time/ A. E. Kroshilin. V. E. Kroshilin, M.R. Fakory, W. Shire, and P. Kohut// Training Simulators with 5 Engineering Analysis Code (BAGIRA). Proc. of the 1996 Simulation Multiconference. — 1996. — С. 56-62.
65. S. D. Kalinichenko. Three- Dimensional Thermal-Hydraulic Best Estimate Code BAGIRA: New verification Results/ A. E. Kroshilin, V. E. Kroshilin, A.V. Smirnov, and P. Kohut// Proc. of the 11-th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal I Hydraulics (NURETH-11). — 2005. — № 105.
66. S. D. Kalinichenko. BAGIRA: A 3-D Thermal Hydraulic Code for Analysis of Complex Two-Phase. Flow Phenomena/ P. Kohut, A. E. Kroshilin, V. E. Kroshilin. and A. V. Smirnov// Proc. of the 2003 International Congress on Advances in Nuclear Power Plants (ICAPP '03). — 2003. — № 3352.
67. S. D. Kalinichenko. Experimental Verification of: the Three-dimensional Thermal- Hydraulic Models in the Best-Estimate Code BAGIRA/ A. E. Kroshilin, V. E. Kroshilin, A. V. Smirnov, and P. Kohut// Proc. of the 2004 International Congress on Advances in Nuclear Power Plants (ICAPP'04). — 2004. — № 4079.
68. A. E. Kroshilin. Simulation of Extreme Situations at an NPP with a VVER-1000 Reactor Using the BAGIRA-SAM. Package of Computer Codes/ V. E. Kroshilin; and R. L. Fuks // Therid Engineering. —2001. — №12. — С. 979.

69. Michio Morino. Fumio Kaneko Seismic event of the Dauki Fault in 16th century confirmed by trench investigation at Gabrakhari Village/, A.S.M. Maksud Kamal, Dicky Muslim, Reshad Md. Ekram Ali, Mohammad Ashraful Kamal, Md. Zillur Rahman// *Journal of Asian Earth Sciences*. —2011. —№ 42. — С. 492-498.
70. Michael S. Steckler. Collision of the Ganges–Brahmaputra Delta with the Burma Arc: Implications for earthquake hazard/ S. Humayun Akhter, Leonardo Seeber // *Earth and Planetary Science Letters*. —2008. —№ 273. — С. 367-378.
71. Anbazhagan P. Estimation of design basis earthquake using region specific M_{max} for the NPP site at kalpakkam, Tamil nadu, India/ Smith C.V, Abishek Kumar, Deepu Chandran // *Nuclear Engineering and design*. —2013. —№ 259. — С. 41-64
72. Оценка сейсмической безопасности существующих ядерных установок. Руководство № NS-G-2.13// Серия норм МАГАТЭ по безопасности. МАГАТЭ, Вена. — 2014.
73. Геотехнические аспекты оценок площадок и оснований АЭС Руководство № NS-G-3.6// Серия норм МАГАТЭ по безопасности. МАГАТЭ, Вена. — 2005.
74. Оценка площадок для ядерных установок. Руководство № NS-R-3// Серия норм МАГАТЭ по безопасности. МАГАТЭ, Вена. —2010.
75. Бирбраер А.Н. Расчет конструкций на сейсмостойкость/ А.Н. Бирбраер// СПб.:Наука. —1998. — С. 255.
76. Ананьев А.Н. Сейсмическая безопасность атомных станций/ Казновский П.С., Казновский С.П., Лебедев В.И., Чеченов Х.Д.// Москва, изд-во МГТУ им. Баумана. —2011. — С. 234.
77. НП-031-01. Нормы проектирования сейсмостойких атомных станций// М.: Госатомнадзор России. —2001. — С. 27.
78. РБ-06-98. Определение исходных сейсмических колебаний грунта для проектных основ// М.: Госатомнадзор России. — 2000. — С. 76.
79. МР 1.5.2.05.999.0025-2011. Расчет и проектирование сейсмостойких атомных станций// СПб: ОАО «Концерн Росэнергоатом». — 2011. — С. 140.

80. Брылева В.А. Основные характеристики землетрясений/ Войтецкая Е.Ф., Нарейко Л.М. // Бел.НАН. Инф.бюлл. «ОИАЭ и ЯФ-Сосны». серия: Атомная энергетика. — 2011. — №1-2.
81. Md. S. Bari. A comparative study on seismic analysis of Bangladesh National Building Code (BNBC) with other Building codes/ S. Bari, T. Das// —2014.
82. Duggal S.K. Earthquake resistant design of structure/ S.K. Duggal// Oxford University Press. — 2007. — С. 448.
83. Prakash K. The rapid drift of the Indian tectonic plate/ Yuan X, Ravi K, Rainer K, Chadha RK// Nature. — 2007. — № 449 — С. 894-897.
84. Morino M. Seismic event of the Dauki Fault in 16th century confirmed by trench investigation at Gabrakhari Village, Haluaghat, Mymensingh, Bangladesh/ Kamal ASM, Muslim D, Ali RME // J Asian Earth Sci. — 2011. № 42 — С. 492-498.
85. Bilham R. Earthquakes in India and the Himalaya: Tectonics, geodesy and history/ R. Bilham // Annals Geophys. —2000. — № 47.
86. Stickler S. Locked and loading megathrust linked to active subduction beneath the Indo-Burman Ranges/ Mondal DR, Akhtar SH// Nature Geosci. — 2017. — № 9. — С. 615- 618.
87. Ambraseys N.N. Magnitude calibration of North Indian earthquakes/ Douglas J // Geophys J Int. — 2004. — № 159 — С. 165-206.
88. NEIC, National Earthquake Information Center, Earthquake Hazards Program of USGS, <http://earthquake.usgs.gov/earthquakes>
89. Ismail Hossain. Print. Thesis- Nuclear power plant pre-design documentation: seismic and flooding hazard evaluation/ Ismail Hossain, Dr. Mohammad Shawkat Akbar, Md. Azizur Rahman// Library university of Dhaka. — 2014.
90. Makarov V. V. Tests of TVS-square mock-ups of fuel assemblies of NPP-2006 with drive of CPS SheM-3 for seismic actions/ Afanasiev AV, Matvienko IV, Dolgov AB // 7-th MNTK. Safety of NPP with WWER. Podolsk, RussiaOKB GIDROPRESS. —2011. —С. 1-12.

91. Galiev II. Development of seismic protection system for design extension conditions/ Chernyaev AN, Bibik SV // *Izvestiya vuzov. Yadernaya Energetika*. —2017. —№ 4. — C. 94-112. [in Russian]
92. Ito H. Pressure losses in smooth pipe bends/ H. Ito// *J Basic Eng.* —1960. —№ 82(1). — C. 131-43.
93. Ito H. Pressure losses in vaned elbows of a circular cross section/ H. Ito, K. Imai // *J Basic Eng.* — 1966. —№88(3). — C. 684-5.
94. Ito H. Flow in curved pipes/ H. Ito// *JSME Int J Bull JSME*. — 1987. — №30(262). — C. 543-52.
95. Eisinger F.L. Acoustic vibration in a stack induced by pipe bends/ F.L. Eisinger, R.E.Sullivan, P. Feenstra, D. S. Weaver//*J Press Vessel Technol.* — 2003. — №125(2) — C. 228-32.
96. Modi P.P. Pressure losses and flow maldistribution in ducts with sharp bends/ S. Jayanti, P.P.Modi // *Chem Eng Res Des.* —2004. — №82(3) — C. 321-31.
97. Enayet M.M. Laser-Doppler measurements of laminar and turbulent flow in a pipe bend/ M.M. Enayet, M.M. Gibson, AMKP Taylor, M. Yianneskis // *Int J Heat Fluid Flow.* — 1982. — №3(4) — C. 213-9.
98. Anwer M, So RMC. Swirling turbulent flow through a curved pipe/ I e effect of swirl and bend curvature// *Exp Fluid.* — C. 1993. — №14(1-2) — C. 85-96.
99. So RMC, Anwer M. Swirling turbulent flow through a curved pipe/ II e recovery from swirl and bend curvature// *Exp Fluid.* — 1993. — № 14(1-2) — C. 169-77.
100. Crawford N.M. An experimental investigation into the pressure drop for turbulent flow in 90° elbow bends/ N.M. Crawford, G. Cunningham, SWT. Spence // *Proc Inst Mech Eng Part E: J Process Mech Eng.* — 2000. — № 221(2) — C. 77-88.
101. Bergstrom D.J. Numerical prediction of wall mass transfer rates in turbulent flow through a 90° two dimensional Can/ D.J. Bergstrom, T. Bender, G. Adamopoulos, J. Postlethwaite// *J Chem Eng.* — 1998. — № 76(4) — C. 728-37.

102. Rütten F. Large-eddy simulations of 900pipe bend flows/ F. Rütten, M. Meinke W.Schrder // . J Turbul. — 2001.— № 2— C. 3.
103. Eguchi Y. A finite element LES for high-Re flow in a short-elbow pipewith undisturbed inlet velocity/ Y. A , Eguchi, T. Murakami, M. Tanaka, H. Yamano // Nucl Eng Des — 2011. — № 241(11). — C. 4368-4378.
104. Païdoussis, M.P. Pipes conveying fluid: a model dynamical problem / M.P. Païdoussis, G.X. Li.// J. Fluids Struct. —1993. — № 7 (2) — C. 137–204.
105. Païdoussis, M.P. Fluid–Structure Interactions: Slender Structures and AxialFlow. Academic Press, Inc., San Diego, CA. — 1998.
106. Païdoussis, M.P. The canonical problem of the fluid-conveying pipe and radiation of the knowledge gained to other dynamics problems across appliedmechanics / M.P. Païdoussis //J. Sound Vib. — 2008. — № 310 (3) — C. 462–492.
107. Patel, M. Internal flow-induced behaviour of flexible risers/ M. Patel, F. Seyed// Eng.Struct. — 1989. — № 11 (4) —C. 266–280.
108. Pettigrew, M.J.Two-phase flow-induced vibration: an overview/ M.J. Pettigrew, C.E., Taylor // ASME J. Press. Vessel Technol. —1994. —№116 (3) — C. 233–253.
109. Pettigrew, M. Flow-induced vibra-tion: recent findings and open questions/ M. Pettigrew, C. Taylor, N. Fisher, M. Yetisir, B. Smith// Nucl. Eng. Des. —1998. —№185 (2/3) — C. 249–276.
110. Riverin, J.L. Vibration excitation forces due to two-phase flowin piping elements/ J.L. Riverin, M.J., Pettigrew// ASME J. Press. Vessel Technol. — 2007. —№129 (1) — C. 7–13.
111. Riverin, J.L. Fluctuating forces caused by internaltwo-phase flow on bends and tees/ J.L. Riverin, E. de Langre, M.Pettigrew // J. Sound Vib. — 2006. —№298 (4/5). — C. 1088–1098.
112. Seyed, F. Mathematics of flexible risers including pressure andinternal flow effects/ F. Seyed, M. Patel// Mar. Struct. —1992. —№5 (2/3) — C. 121–150.

113. Sinha, J.K. Prediction of flow-induced excitation in a pipeconveying fluid/ J.K. Sinha, A.R. Rao, R.K. Sinha// Nucl. Eng. Des. — 2005. —№235 (5). — С. 627–636.
114. Taylor, C.E. Effect of flow regime and void fraction on tube bundle vibration/ C.E. Taylor, M.J Pettigrew // J. Press. Vess. — 2001. —№123 — С. 407-413.
115. Zhai, H.B. Dynamic response of pipeline conveying fluid to random excitation/ H.B. Zhai, Z.Y., Wu, Y.S., Liu, Z.F., Yue // Nucl. Eng. Des. —2011. —№241 (8). — С. 2744–2749.
116. Zhang, Y.L. Internal resonance of pipes conveying fluid in the supercritical regime/ Y.L. Zhang, L.Q. Chen // Nonlinear Dyn. —2012. —№67 (2). — С. 1505–1514.
117. Zhang, Y.L. External and internal resonances of the pipe conveying fluid in the supercritical regime/ Y.L. Zhang, Chen, L.Q.// J. Sound Vib. — 2013. —№332 (9). —С. 2318–2337.
118. Zhang, M.M. Effect of internal bubbly flow on pipe vibrations/ M.M. Zhang, J.Z. Xu// Sci.China Technol. Sci. —2010. —№ 53 (2). —С. 423–428.
119. Самарин А.А. Вибраций трубопроводов энергетических установок и методы их устранения/ А.А. Самарин //М.: Энергия. —1979. —С. 288с.
120. Алексеенко С.В. Применение метода цифровой трассерной визуализации для анализа турбулентных потоков с периодической составляющей / Алексеенко С.В., Бильский А.В., Маркович Д. М. // Приборы и техника эксперимента. —2004. —№ 5. —С. 703-710.
121. Scarano F. Overview of PIV in supersonic flows. Particle Image Velocimetry / Ed. by A. Schroeder, C.E. Willert// Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg. — 2008. —С. 445-463.
122. Ганиев Р.Ф. Колебательные явления в многофазных средах, их использование в технологии/ Р.Ф. Ганиев, Кобаско Н.И. // Киев: Техника. —1980. —С. 143.

123. Ахметбеков Е.К. Применение лазерного измерительного комплекса «ПОЛИС» для измерений полей скоростей в сверхзвуковом потоке в аэродинамических трубах / Ахметбеков Е.К., Бильский А.В., Маркович Д.М., Маслов А. А., Поливанов П. А., Цырюльников И.С., Ярославцев М.И. // Теплофизика и аэромеханика. — 2009. — № 3. — С. 343-352.
124. Маслов А.А. Экспериментальное исследование обтекания полузамкнутой цилиндрической полости гиперзвуковым потоком низкой плотности / А.А. Маслов, С.Г. Миронов // Изв. РАН. МЖГ. — 1996. — № 6. — С. 155-160.
125. Hinsch, K. D. // Meas. Sci. Technol. — 1995. — № 6. — С. 742–753.
126. Adrian, R. J. // Annu. Rev. Fluid Mech. — 1991. — № 23. — С. 261–304.
127. Devin, C. Survey of thermal, radiation, and viscous damping of pulsating air bubbles in water / C. Devin // J. Acoust. Soc. Am. — 1959. — № 31, — С. 1654–1667.
128. Flynn, H.G. Physics of acoustic cavitation in liquids / H.G. Flynn // Physical Acoustics, 1B. Academic Press. — 1964.
129. Cavitation produced by ultrasonics: theoretical conditions for the onset of cavitation / E.A. Neppiras, B.E. Noltingk // Proc. Phys. Soc., London. — 1994 — С. 1032–1038.
130. Scripov V.P. Thermophysical properties of liquids in a metastable state. M. Atomizdat / Snitsin E.N., Pavlov P.A., Ermakov G.V. // — 1980. — С. 208.
131. Пустовалов Г.Е. погрешности измерений, Методическая разработка по общему физическому практикуму / Г.Е. Пустовалов // московский государственный университет им. М.В. Ломоносова. — 2001.
132. ГОСТ ISO 16063-21-2013 Вибрация. Методы калибровки датчиков вибрации и удара. Вибрационная калибровка сравнением с эталонным преобразователем. — 2013. — № 21.

133. Щеклейн С.Е; О Механизме образования парового снаряда в узком вертикальном канале без принудительной циркуляции/ С.Е Щеклейн,В.М. Костомаров//теплофизика высоких температура. —1982. —№ XX. —С. 1203-1205.
134. Бирбраер А.Н. Расчет конструкций на сейсмостойкость. – СПб.: Наука. — 1998. – 255 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ ВОДОВОЗДУШНОГО ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКОГО СТЕНДА

Принципиальные схемы стенда приведены в главе 2. Характеристики основных элементов стенда приводятся ниже. Для исключения коррозии металла при длительной эксплуатации все трубопроводы и баки стенда выполнены из нержавеющей стали 1Н18Х10Т.

В качестве резервуара для воды использовался бак емкостью 2000 литров. Для перекачивания жидкости применен циркуляционный насос Grundfos (NB 32- 200/2190. Воздух нагнетался с помощью компрессора Fini (рабочее давление – 10 атм., объем 200 литров). Характеристика насоса представлена в табл. П 1.1.



Рисунок П 1.1 Внешний вид насоса NB 32-200/219

Таблица П 1.1 Технические характеристики насоса NB 32-200/219

Название марки насоса	NB 32-200/219
Номер насоса (по нумерации Grundfos)	95108838
Технические характеристики:	
Текущий диаметр рабочего колеса	219 мм
Уплотнение вала	BAQE
Материалы	
Корпус насоса	Чугун

Рабочее колесо	Чугун
Максимальная температура окружающей среды	40 °С
Максимальное рабочее давление	16 бар
Вход насоса	DN 50
Выход насоса	DN 32
Допустимое давление	PN16
Жидкость:	
Диапазон температур жидкости	0...120 °С
Параметры электродвигателя	
Класс энергоэффективности	2
Количество полюсов	2
Номинальная мощность - P2	11 кВт
Промышленная частота	50 Гц
Номинальное напряжение	3x380 В
Номинальный ток	19.6 А
Пусковой ток	660 %
Сos φ - характеристика мощности	0,90
Номинальная скорость	2930 об/мин
Эффективность электродвигателя при полной нагрузке	88,4 %
Эффективность двигателя при 3/4 нагрузки	88,9 %
Эффективность электродвигателя при 1/2 нагрузки	87,6 %
Класс защиты (IEC 34-5)	IP55
Класс изоляции (IEC 85)	F
Защита электродвигателя	PTC
Типоразмер двигателя	Стандартные
Другое:	
Нетто вес	167 кг

В гидравлическом контуре стенда по исследованию вибрации использован компрессор, обеспечивающий подачу воздуха для образования двухфазного потока. Правильно подобранный компрессор обеспечивает смешение и циркуляцию двухфазного потока во всех исследуемых режимах.

Важной характеристикой компрессора является объем ресивера. От него зависит плавность подаваемого воздуха за счет сглаживания пульсаций давления

поршневого компрессора. На стенде установлен компрессора фирмы Fini, марки МК 113-200-5,5 с емкостью ресивера 200 л П 1.2. Технические данные представлены в таблице П 1.2



Рисунок П 1.2 Поршневой компрессор

Таблица П 1.2 Технические характеристики компрессора МК 113-200-5,5

Напряжение сети электропитания, В	3x400
Частота, Гц	50
Потребляемый ток, А	9,6
Производительность выходная, л/мин (м ³ /ч)	420 (25,2)
Избыточное давление (максимальное), Бар	10
Емкость ресивера, л	200
Мощность на валу, кВт	4
Кол-во оборотов в минуту коленчатого вала	1425
Кол-во ступеней сжатия, n	1
Количество цилиндров, n	2
Относительный уровень шума, dB(A)	81
Кол-во компрессорного масла в картере, л	0,7

Контрольно - измерительные устройства стенда играют важную роль в проведении исследований. Оптимальная степень точности, надежность устройств,

правильный подбор в соответствии с характеристиками механического оборудования позволяют снимать показатели во всем диапазоне работы экспериментального стенда и адекватно оценивать результаты исследований.

В КИП стенда входит:

- 1) расходомер воды;
- 2) расходомер воздуха;
- 3) датчики давления;
- 4) датчик температуры.

Расходомер воды.

На экспериментальном стенде использовался расходомер ВСХН (рисунок П 1.3). Основные данные по расходу сведены в таблицу П 1.4.



Рисунок П 1.3 Расходомер ВСХН с импульсным выходом

Таблица П 1.4 Параметры расходомера ВСХН, Ду 40

Расход воды (м ³ /ч)	Минимальный $Q_{\text{мин}}$	0,45
	Переходный Q_t	0,9
	Номинальный $Q_{\text{ном}}$	30
	Максимальный $Q_{\text{макс}}$	60
	Порог чувствительности	0,15

Пределы допускаемой относительной погрешности счетчиков не превышают $\pm 2\%$

- в диапазоне от Q_t до $Q_{\text{макс}}$.

Максимальная рабочая температура 50 °С,

Межповерочный интервал - 5 лет.

Расходомер воздуха.

Для отслеживания расхода воздуха, поступающего в контур применен счетчик газа RVG G16 (рисунок П 1.4) на линии после компрессора. Он предназначен для учета объемов потоков очищенных и осушенных газообразных сред: природный газ ГОСТ 5542, городской газ, пропан, водород, воздух, азот и инертные газы.

Счетчик газа RVG измеряет прошедший через него объем газа при рабочих условиях, т.е. не приведенный к стандартным условиям.



Рисунок П 1.4 Расходомер на воздух Ду 50, RVG G 16 с датчиком импульсов

Таблица П 1.5 Основные характеристики счетчика газа RVG G 16, Ду 50

Рабочее давление газа	1,6 МПа
максимальный объем измерения RVG G 16	25 м ³ /ч
минимальный объем измерения	1,25 м ³ /ч
диапазоны температур	
окружающей среды	-30...+70 °С
измеряемой среды	-20...+70 °С
погрешность измерения счетчиков газа RVG	
не более ±1% в диапазоне расходов	от 0,1 Q _{макс} до Q _{макс}
не более ±2% в диапазоне расходов	от Q _{мин} до 0,1 Q _{макс}
межповерочный интервал	4 года
степень защиты от проникновения пыли и воды IP67	

Датчики давления и температуры.

При работе с установкой требуется определять фактическое давление и температуру в гидравлическом контуре (рисунок П 1.5). Для этой цели применены

датчики давления и температуры, которые передают сигнал на контроллер, где отображается фактическое значение в каждый момент времени.



Рисунок П 1.5 Датчик давления (справа) и датчик температуры (слева)

Работа вибродиагностического стенда.

Вода из бака насосом подается в горизонтальный участок трубопровода, на котором расположен узел смешения (в момент пуска насоса подача воздуха не осуществляется). Вода циркулирует по трубопроводу, проходя последовательно вертикальный подъемный, горизонтальный (из бака), вертикальный опускной, горизонтальный (в бак) участки.

Исходя из условий проводимого эксперимента, в контуре циркуляции формируются необходимые расходы установившихся режимов. При необходимости с помощью вибрoанализатора СД-12М снимались вибрационные характеристики.

Для моделирования двухфазной среды на узле смешения производится открытие клапана подачи воздуха (при уже включенном компрессоре). Количество воздуха, подаваемого в контур, устанавливается по расходомеру, врезанному в воздухоподающий патрубок. Визуально фиксируются эмульсионный, пузырьковый и снарядный режимы течения. Моделирование кольцевого (пленочного) режима течения рекомендуется проводить, руководствуясь скоростями течения жидкости и воздуха.

Снятие вибрационных характеристик производилось исходя из задания на проведение эксперимента.

Шкаф управления.

Система управления стендом это один из важнейших органов, позволяющий контролировать работу установки в целом, и отдельных ее частей. Функцию контроля работы стенда выполняют специализированные устройства, установленные в шкаф управления. В шкафу расположены устройства защиты от опасных режимов работы, устройства для запуска, изменения характеристик оборудования, индикации сигналов от измерительных устройств. От возможностей системы управления зависит качество автоматизации процессов, оптимизация работы с установкой, сбор информационных сигналов различных устройств и правильная их обработка.

Шкаф управления (ШУ) является индивидуальным изделием, изготовленным для данной лабораторной установки с учетом особенностей ее работы. ШУ устанавливается непосредственно вблизи стенда и является основным устройством для организации рабочего места.

Основными принципами создания ШУ стендом являются:

- максимальная оптимизация работы со стендом;
- точная обработка сигналов измерительного оборудования;
- максимальная защита от опасных режимов работы;
- организация оптимальной индикации процессов;
- управление всем механическим оборудованием стенда;

На рисунке П 1.6 представлен внешний вид панели шкафа управления. Для исключения ошибок при работе со стендом, все элементы панели ШУ снабжены надписями.



Рисунок П 1.6 Внешний вид шкафа управления стендом

На рисунке П 1.6 цифрами обозначены:

1 – индикатор питания сети, предназначен для контроля наличия всех трех фаз сетевого питания – три сигнала;

2 – интеллектуальная панель повысительного насоса, предназначена для отображения частоты вращения рабочего колеса насоса;

3 – интеллектуальная панель двигателя вибростенда, предназначена для отображения частоты вращения вращающегося механизма;

4 – контроллер производства фирмы Unitronics, модель Vision 120, предназначен для индикации параметров измерительных приборов – датчиков давления, температуры, расходомеров воздуха и воды;

5 – ключ для введения шкафа управления в работу (оборудование не запустится до включения шкафа управления);

6, 7, 10, 11 – ключи для включения повысительного насоса, двигателя вибростенда;

8, 9 – кнопки управления частотой вращения рабочего колеса повысительного насоса и двигателя вибростенда;

10, 11 – ключи для включения дренажного насоса и компрессора.

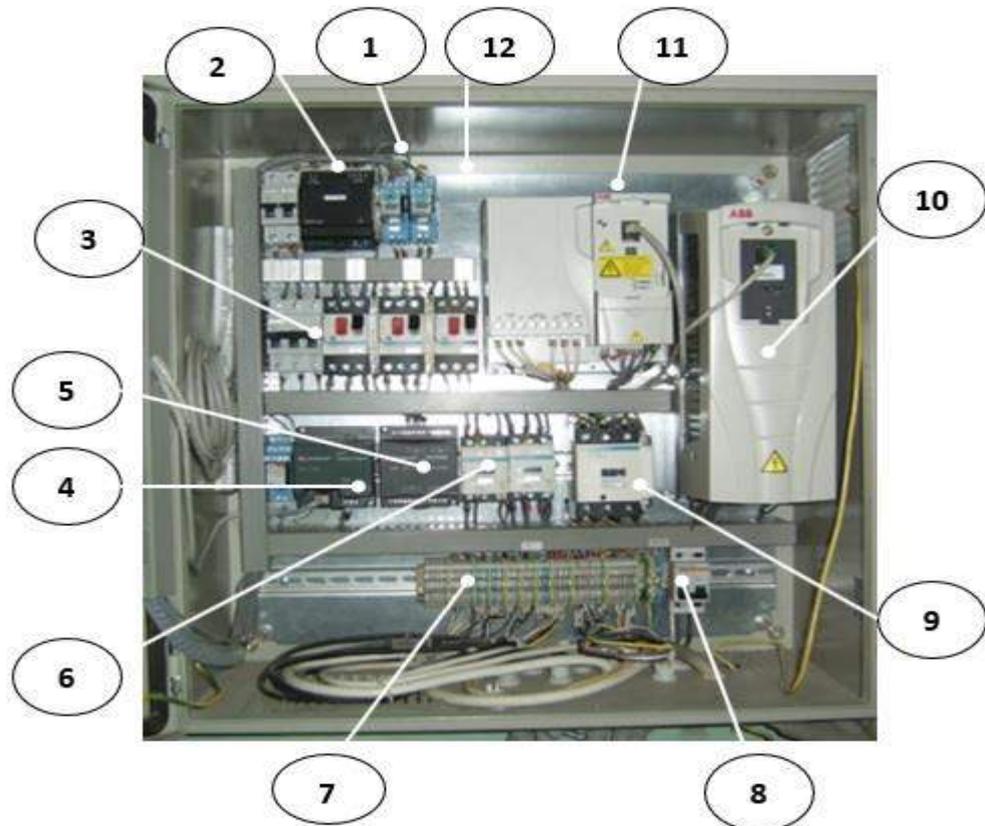


Рисунок П 1.7 Внутренний вид шкафа управления стендом.

На рисунке П 1.7 представлено изображение внутренней части шкафа управления. Внешний вид шкафа управления стендом.

На рисунке П 1.7 цифрами обозначены:

1 – источник питания 24В, предназначен для питания датчиков и контроллера;

2 – автоматы на цепи управления. Все автоматы, установленные в шкафу управления предназначены для отключения устройства по заданному значению максимального тока;

3 – автоматы для защиты двигателей, включают в себя также функцию отключения двигателей по текущему току, если он выше номинального;

- 4 – устройство для подключения модуля расширения к контроллеру Vision 120;
- 5 – модуль расширения к контроллеру Vision 120, предназначен для подключения датчика температуры;
- 6 – контакторы для дренажного насоса и компрессора;
- 7 – клеммная панель для подключения датчиков и исполнительных устройств;
- 8 – вводной автомат;
- 9 – контактор общий для включения всего стенда;
- 10 – преобразователь частоты производства АВВ, модель ASC 550;
- 11 – преобразователь частоты производства АВВ, модель ASC 350;
- 12 – реле времени, используется при включении преобразователя частоты для задержки пуска привода повысительного насоса и двигателя вибростенда;

Виброанализатор СД-12М.

Виброанализатор СД-12М – это цифровой прибор, предназначенный для измерения и сбора параметров вибрации в целях мониторинга и диагностики технического состояния промышленного оборудования (рисунок П1.8). Сертифицирован по ряду стандартов ГОСТ и ИСО. Имеет функции удаленного управления, а также по модему с использованием стандартных линий связи. Виброанализатор СД-12М разработан как система мониторинга, диагностики и балансировки промышленного оборудования. Возможности прибора постоянно расширяются путем загрузки в него нового программного обеспечения. Данные с виброанализатора обрабатывались специально разработанной программой Vibro-12, которая позволяет конфигурировать базу данных, создавать маршрутные карты, загружать их в виброанализатор СД-12М, принимать и сохранять в базе данных любые измерения, проведенные виброанализатором.

Для обеспечения проведения экспериментов и исследований вибрации на экспериментальном стенде, виброанализатор СД 12-М позволяет снимать рабочие характеристики во всем диапазоне вибрации, отображает их в формате, оптимальном для восприятия, имеет возможность изменения шкалы для обработки данных путем загрузки усовершенствованного программного обеспечения.



Рисунок П 1.8 Внешний вид панели управления виброанализатора СД-12М

Таблица П 1.6 Технические характеристики сборщика данных СД-12М

Вход	
Типы датчиков	акселерометр ICP [®] , зарядовый акселерометр, акселерометр с предусилителем, датчик положения вала (оборотов)
Частотный диапазон	0.1 - 25600 Гц
Частотный диапазон при максимальной неравномерности АЧХ ± 0.5 дБ	0.5 - 25600 Гц
Линейный вход	1 мкВ - 3 В
Усиление	авто, 0-54 дБ шагами по 6 дБ
Параметры вибрации	
Измеряемые величины	виброперемещение, виброскорость, виброускорение, пик-фактор
Детектор	СКЗ, пик, пик-пик
Полосы для измерения вибрации	По ГОСТам: 2...1000, 10...1000, 10...2000Гц Дополнительные: 2..200, 3..300, 5..500, 10..5000, 5000..10000, 10000..25000Гц
Диапазон измерения	виброускорение от 0,02 до 1000м/с ² виброскорость от 0,01 до 1000мм/с виброперемещение от 0,1 до 10000 мкм
Спектральный анализ	
Верхние граничные частоты	10, 25, 50, 100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400, 12800, 25600 Гц
Частотное разрешение	400, 800, 1600 полос
Динамический диапазон	70 дБ, не хуже
Число усредняемых спектров	1-256

Весовая функция	Ханнинг
Детектор огибающей с полосовыми фильтрами	1/3 октавные: 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3200, 4000, 5000, 6400, 8000, 10000, 12800, 16000, 20000 Гц 1/1 октавные: 8000, 16000 Гц
Измерения амплитуды и фазы для балансировки	
Диапазон частот вращения	0.5-1700 Гц
Погрешность по частоте	$\pm 1\%$
Погрешность по фазе	± 5 градусов
Погрешность по амплитуде	± 1 дБ
Автоматический контроль	наличия и формы сигнала с датчика положения вала, качества измерений
Единицы измерения амплитуды	дБ, g, м/с ² , мм/с, мкм (СКЗ, Пик, Пик-Пик)
Встроенный источник питания для фотодатчика	5 В пост. тока, 15 мА
Амплитудно-фазово-частотные характеристики при разгоне-выбеге	
Диапазон частот вращения	от 0.5 до 1700 Гц
Диапазон частот	от 0.5 Гц до 10й гармоники частоты вращения
Количество отсчетов	до 400
Измеряются параметры на	1й-10й гармониках частоты вращения
Общие данные	
Диапазон рабочих температур	-20 / +50С
Вес	1.7 кг
Размеры	150 x 225 x 45 мм
Аккумулятор	Никель-металл-гидрид
Время работы аккумулятора	10 часов, не менее
Время полного перезаряда аккумулятора	2 часа
Интерфейс	RS-232
Управление энергопотреблением	Установка автоотключения Установка автоотключения подсветки при измерениях

Показатели, снятые прибором, обрабатываются непосредственно программами Dream for Windows, Vibro 12 предназначенными для обработки полученных измерений.

С помощью виброанализатора СД-12М были получены спектры частотных характеристик, данные по виброперемещению, виброускорению и виброскорости для участков трубопроводов при исследовании всех типов вставок-завихрителей, разрабатываемых в ходе выполнения работ.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ГЛАДКОЙ ТРУБЫ И ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗАВИХРИТЕЛЕЙ

Таблица П 2.1 Данные экспериментов по определению гидравлического сопротивления вставок –завихрителей с гладкой трубой

Тип вставки	Q, м ³ /ч	W, м/с	Re(x10 ⁵)	H1	H2	ΔH, мм	λ
Гладкая труба	10	2,73	1,09	0,05	0,035	150	0,035
	13	3,55	1,42	0,08	0,065	150	0,021
	16	4,37	1,74	0,12	0,105	150	0,014

Таблица П 2.2 Данные экспериментов по определению гидравлического сопротивления вставки лепесткового типа с 12 канавками

Тип вставки	Q, м ³ /ч	W, м/с	Re (x10 ⁵)	H1	H2	ΔH, мм	λ
12 канавок	10	2,73	1,09	0,04	0,02	200	0,064
	13	3,55	1,42	0,08	0,05	300	0,060
	16	4,37	1,74	0,12	0,09	300	0,037

Таблица П 2.3 Данные экспериментов по определению гидравлического сопротивления вставки лепесткового типа с 22 канавками

Тип вставки	Q, м ³ /ч	W, м/с	Re (x10 ⁵)	H1	H2	ΔH, мм	λ
22 канавки	10	2,73	1,09	0,035	0,015	200	0,063
	13	3,55	1,42	0,08	0,045	350	0,065
	16	4,37	1,74	0,115	0,075	400	0,049

Таблица П 2.4 Данные экспериментов по определению гидравлического сопротивления вставки лепесткового типа с 30 канавками

Тип вставки	Q, м ³ /ч	W, м/с	Re(x10 ⁵)	H1	H2	ΔH, мм	λ
30 канавок	10	2,73	1,09	0,03	0,015	150	0,047
	13	3,55	1,42	0,055	0,04	150	0,028
	16	4,37	1,74	0,11	0,085	250	0,031

ПРИЛОЖЕНИЕ 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЙ СКЗ ДЛЯ ГЛАДКОЙ ТРУБЫ И ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗАВИХРИТЕЛЕЙ

Представлены результаты исследования по измерению виброперемещения трубопровода.

Таблица П 3.1 Зависимость СКЗ виброперемещения (мкм) от паросодержания β ($Re=0,5 \cdot 10^5$)

Тип вставки	β	0	0,5	0,667	0,75
Вставка с гладкой поверхностью		14,35	13,84	66,39	28,5
с 22 лепестковыми канавками		12,25	8,72	55,83	21,26
с 30 лепестковыми канавками		2,57	7,93	25	16,31
с 12 лепестковыми канавками		8,21	15,67	26,9	35,7

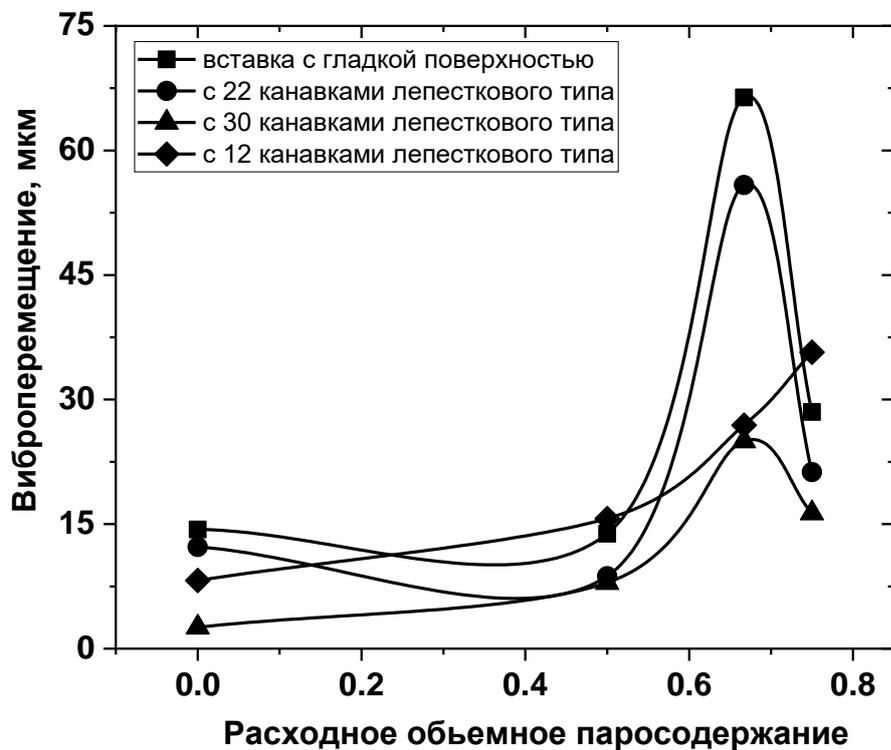


Рисунок П 3.1 Зависимость виброперемещения (мкм) по паросодержанию β ($Re=0,5 \cdot 10^5$)

Таблица П 3.2 Зависимость СКЗ виброперемещения (мкм) от паросодержания β
($Re=1,1 \cdot 10^5$)

Тип вставки	β	0	0,5	0,667	0,75
Вставка с гладкой поверхностью		22,48	28,43	29,08	31,57
с 22 лепестковыми канавками		14,85	18,92	13,79	26,87
с 30 лепестковыми канавками		12,59	16,17	18,19	18,74
с 12 лепестковыми канавками		14,3	14,65	26,08	23,13

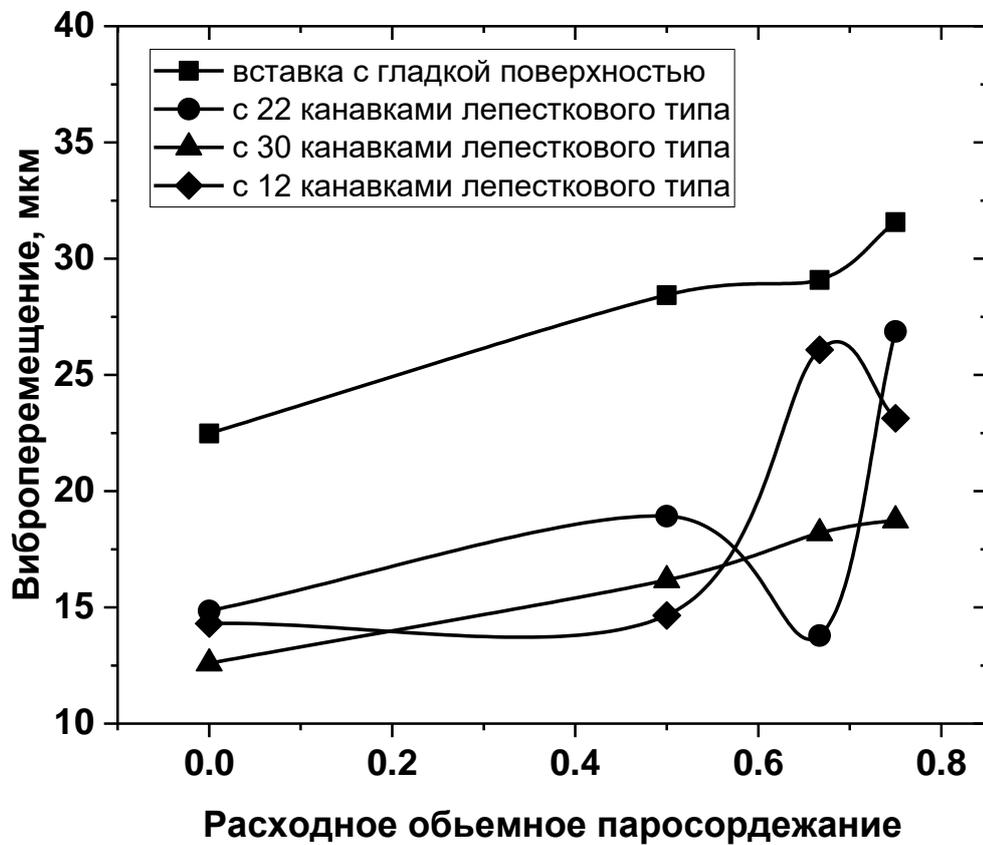


Рисунок П 3.2 Зависимость виброперемещения (мкм) от паросодержания β
($Re=1,1 \cdot 10^5$)

Таблица П 3.3 Зависимость СЗК виброперемещения (мкм) от паросодержания β
($Re=1,6 \cdot 10^5$)

Тип вставки	β	0	0,5	0,667	0,75
Вставка с гладкой поверхностью		23,45	25,14	37,17	31,36
с 22 лепестковыми канавками		14,66	11,45	19,19	20,03
с 30 лепестковыми канавками		14,87	14,13	23,62	19,44
с 12 лепестковыми канавками		11,51	17,26	17,41	18,45

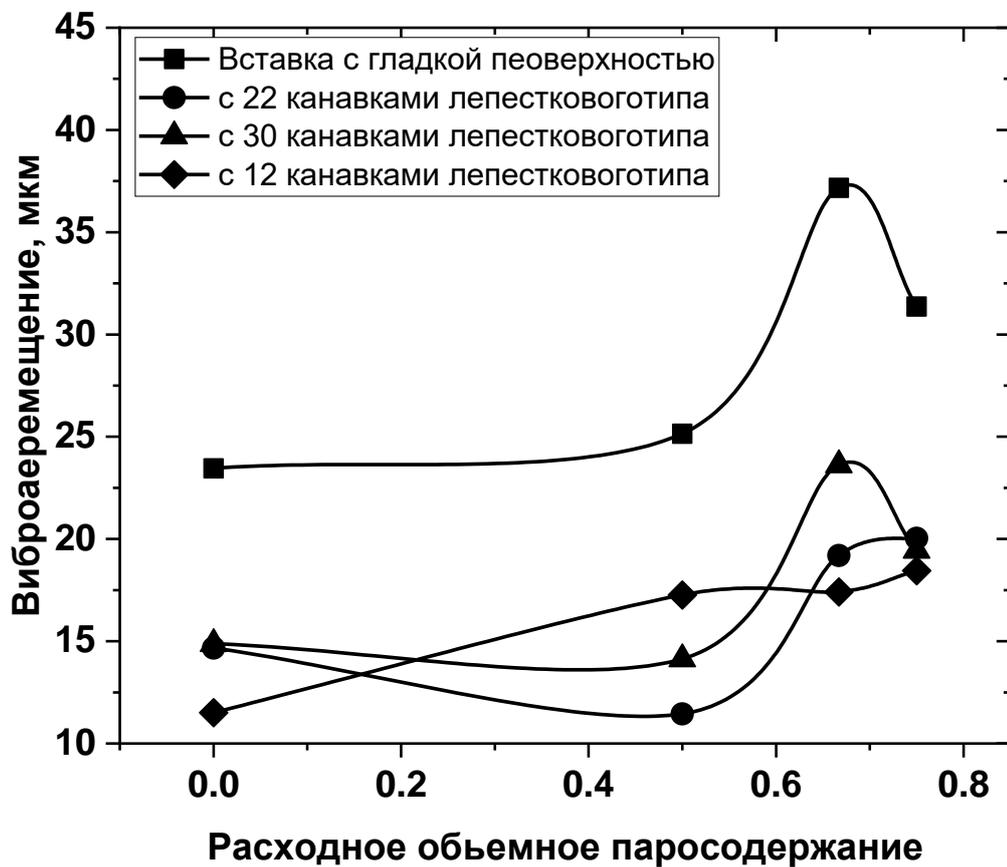


Рисунок П 3.3 Зависимость виброперемещения (мкм) по паросодержанию β
($Re=1,6 \cdot 10^5$).

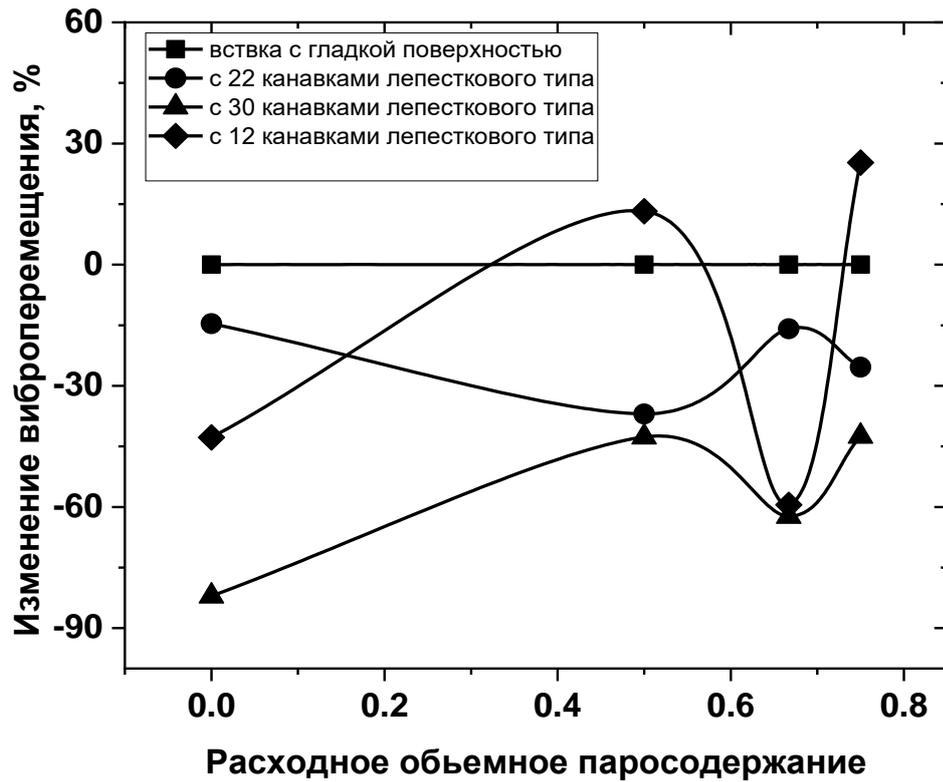


Рисунок П 3.4 Диаграмма относительного изменения виброперемещения (мкм) по паросодержанию β ($Re=0,5 \cdot 10^5$).

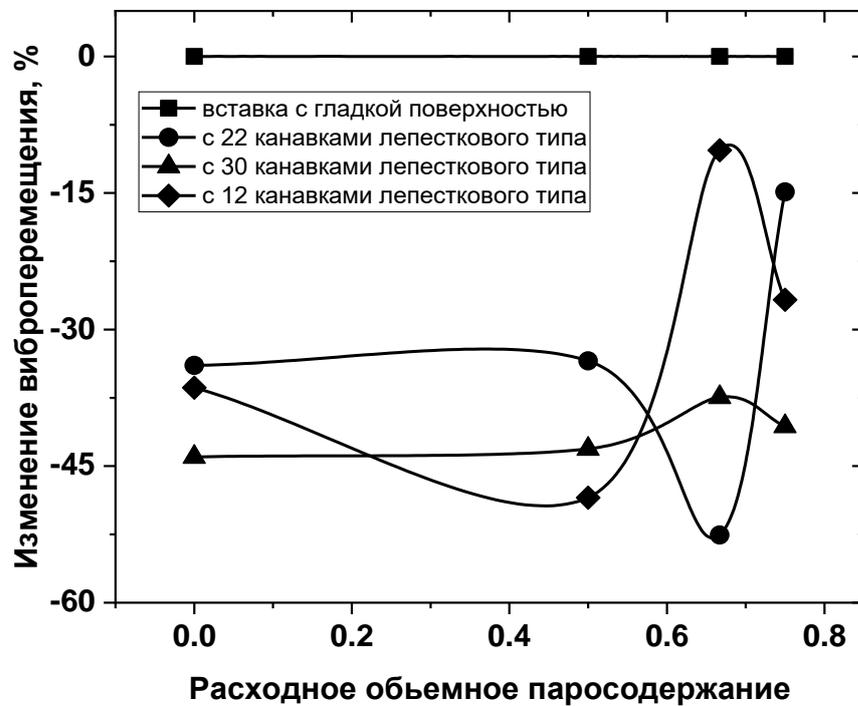


Рисунок П 3.5 Диаграмма изменения относительного виброперемещения (мкм) по паросодержанию β ($Re=1,1 \cdot 10^5$).

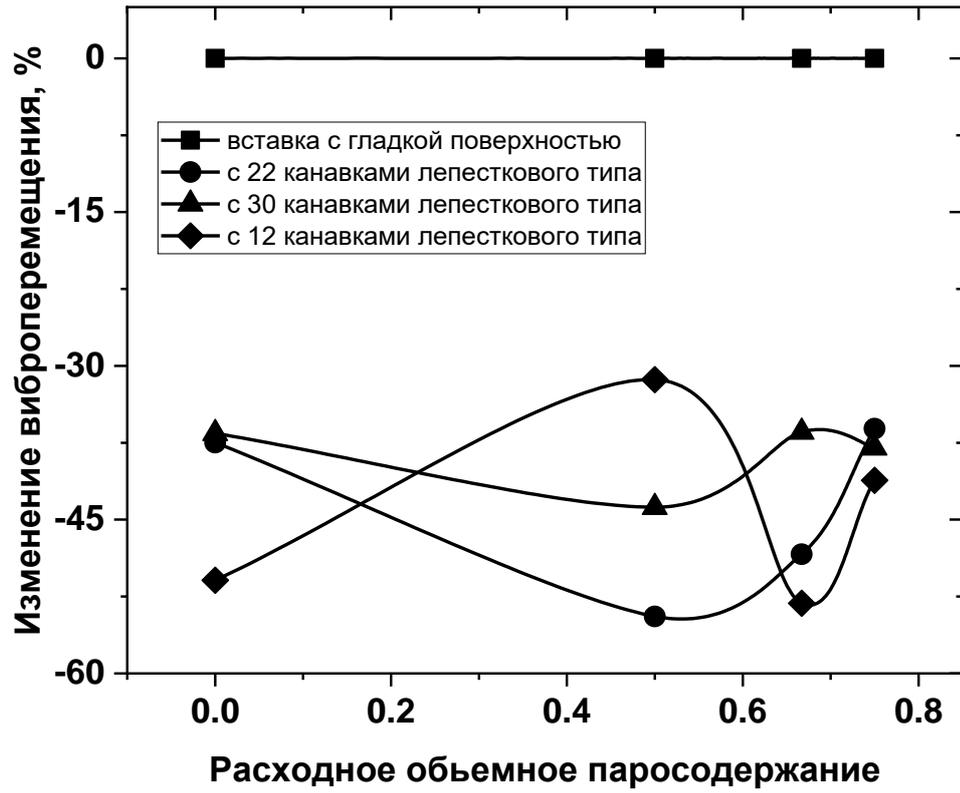


Рисунок П 3.6 Диаграмма изменения относительного виброперемещения (мкм) по паросодержанию β ($Re=1,6 \cdot 10^5$).

ПРИЛОЖЕНИЕ 4. РАЗРАБОТКА ЭФФЕКТИВНОГО ПАССИВНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИЙ В ТРУБОПРОВОДАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

П 4.1 Разработка пассивного устройства–завихрителя для снижения виброперемещения трубопровода

В ходе исследований различных конструкций пассивных вставок-завихрителей была разработана конструкция, обладающая наибольшим закручивающим эффектом и, одновременно относительно низким коэффициентом гидравлического сопротивления-канатовидный завихритель.

Модель завихрителя создана т.н. методом лофтинга в программе 3DS MAX. Лофтинговый объект представляет собой трехмерное тело, которое строится путем формирования оболочки по опорным сечениям, расставляемым вдоль заданной траектории произвольной формы.

Модель канатовидного завихрителя созданный на основе опорных сечений, изображенных на рисунок П 4.1.

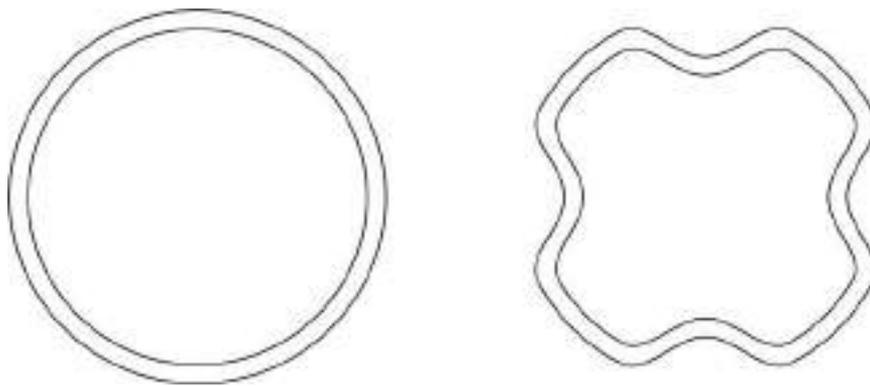


Рисунок П 4.1 Поперечный профиль трубопровода (площадь основного трубопровода соответствует площади)

После расстановки опорных сечений и создания оболочки, получившееся трехмерное тело, по аналогии с другими типами вставок, было закручено на 180 градусов вдоль оси движения потока (рисунок П 4.2.).



Рисунок П 4.2 Поперечный профиль и продольный вид неоптимизированной вставки

В данном виде завихритель имел два основных недостатка:

1. Сужение потока при прохождении через завихритель, что могло бы вызвать значительное увеличение гидравлического сопротивления.
2. Слишком резко выступающие внутренние завихряющие валики, что могло бы вызвать гидравлический удар, увеличивший вибрацию.

По этим причинам было принято решение доработать и оптимизировать модель завихрителя следующим образом:

1. Выровнять пропускную площадь образующих сечений с площадью сечения трубопровода.
2. Вход и выход потока из завихрителя сделать более плавным: выполнить более плавным переход из кольцевого сечения в крестообразное и наоборот.

На рисунке П 4.3. показана модель завихрителя с выравненными по площади сечениями.



Рисунок П 4.3 Модель завихрителя с выравненным по площади проходного сечения поперечным профилем

Оптимизированная конструкция завихрителя представлена ниже, на рисунке П 4.4.

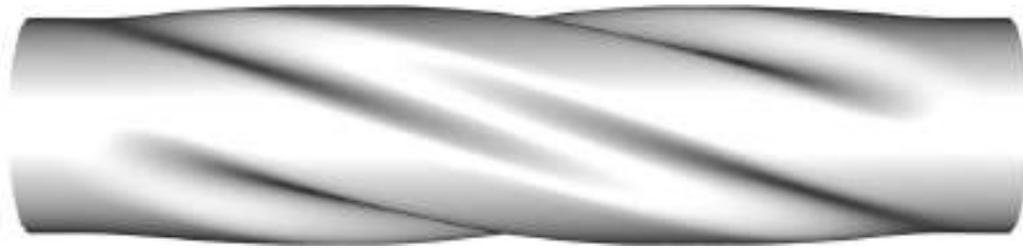


Рисунок П 4.4 Оптимизированная конструкция вставки-завихрителя

У данной конструкции завихрителя имеются такие отличительные особенности, как механическая жесткость, обусловленная геометрической формой, что позволяет уменьшить толщину стенки, самоочищаемость (осадки и ржавчина не скапливаются на его поверхности, не забивают завихряющие канавки) и технология изготовления, позволяющая в десятки раз, по сравнению со вставками других типов, увеличить производительность.

П 4.2 Технология изготовления завихрителя

Одним из основных преимуществ канатовидного завихрителя является способ его изготовления. В массовом и мелкосерийном производстве завихритель предлагается изготавливать методом листовой штамповки.

Листовая штамповка – один из видов холодной обработки давлением, при котором листовый материал деформируется в холодном или подогретом состоянии.

Листовой штамповкой изготавливаются разнообразные плоские и пространственные детали – от мелких, массой от долей грамма и размерами в доли миллиметра (секундная стрелка часов), до средних (металлическая посуда, крышки, кронштейны) и крупных (облицовочные детали автомобилей).

Толщина заготовки при листовой штамповке обычно не более 10 мм, но иногда может превышать 20 мм, в этом случае штамповка осуществляется с предварительным подогревом до ковочных температур.

При листовой штамповке используют: низкоуглеродистые стали, пластичные легированные стали, цветные металлы и сплавы на их основе, драгоценные металлы, а также неметаллические материалы: органическое стекло, фетр, целлулоид, текстолит, войлок и др.

Основные преимущества листовой штамповки:

- возможность изготовления прочных легких и жестких тонкостенных деталей простой и сложной формы, получить которые другими способами невозможно или затруднительно;
- высокие точность размеров и качество поверхности, позволяющие до минимума сократить механическую обработку;
- сравнительная простота механизации и автоматизации процессов штамповки, обеспечивающая высокую производительность (30 000...40 000 деталей в смену с одного станка);
- хорошая приспособляемость к масштабам производства, при которой листовая штамповка может быть экономически выгодна в массовом и в мелкосерийном производствах.

Все операции выполняются при помощи специальных инструментов – штампов, которые имеют различные конструкции в зависимости от назначения. Штампы состоят из рабочих элементов – матрицы и пуансона, и вспомогательных частей – прижимов, направляющих, ограничителей и т.д. Пуансон вдавливается в деформируемый металл или охватывается им, а матрица охватывает изменяющую форму заготовку и пуансон.

В настоящее время применяют специальные конструкции штампов, в которых металлические пуансоны или матрицы отсутствуют, и давление на материал осуществляется при помощи резины, жидкости или сжатого воздуха. При этом резина или жидкость легко удаляются из штампованной детали, а матрица должна быть разъемной. Резиновые пуансоны цилиндрической формы применяются при необходимости увеличения диаметральных размеров средней части цилиндрических заготовок.

П 4.3 Технология изготовления канатовидной вставки-завихрителя

Внутри матрицы штампа вкладываются заготовка и пуансон. Рис. П 4.5 – а. (штамп в разрезе): 1 – заготовка (мет. труба), 2 – цилиндрический резиновый пуансон, 3 – матрица.

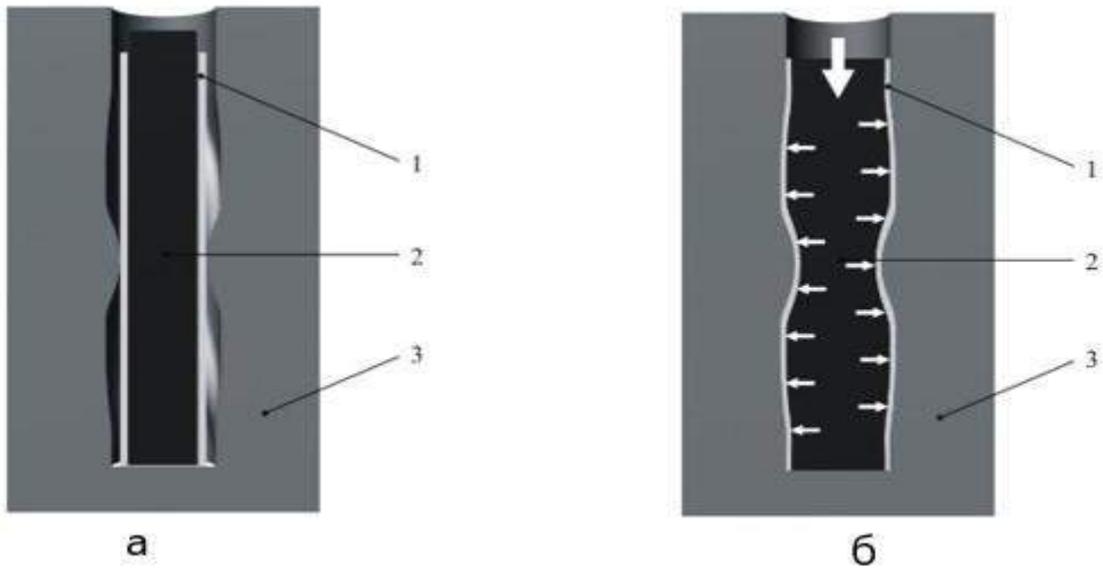


Рисунок П 4.5 Заготовка для изготовления вставки-завихрителя: (а) подготовка к штамповке (б) – штамповка; 1 - заготовка, 2 – пуансон, 3 – матрица.

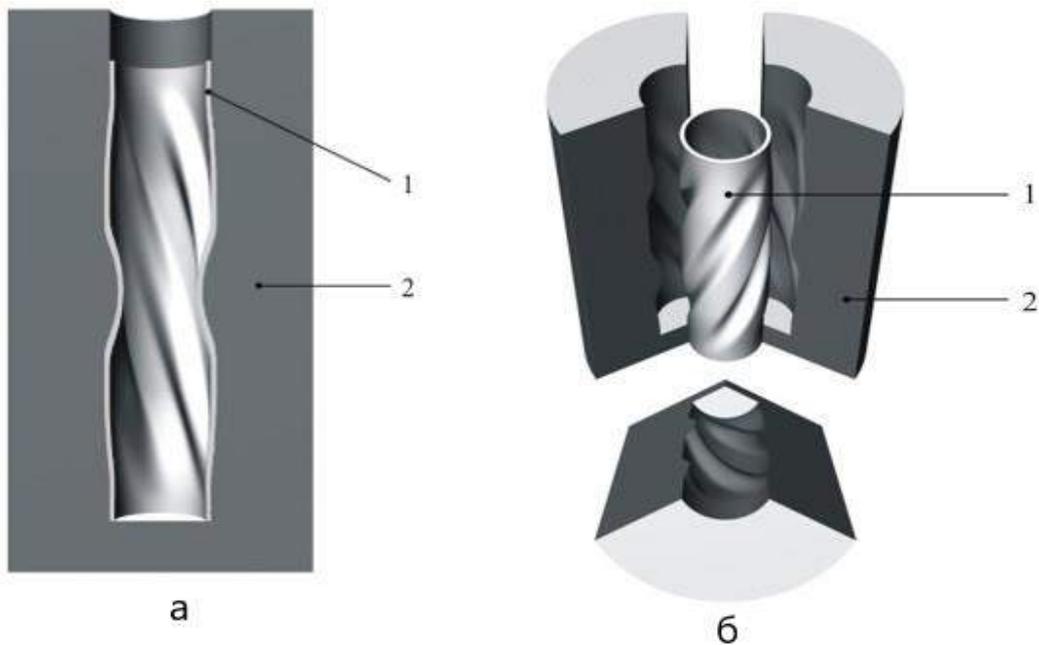


Рисунок П 4.6 Штамп для изготовления вставки-завихрителя: (а) форма матрицы, (б)– выемка заготовки из штампа; 1 - заготовка, 2 – матрица

В результате заготовка принимает форму матрицы. Резиновый пуансон удаляется. Штамп разбирается на три части, заготовка вынимается. Для того, чтобы интегрировать вставку в трубопровод, требуется изготовить фланцы. Они изготавливаются с использованием токарного и сверлильного станков (рисунок П 4.7).



Рисунок П 4.7 Фланцы для вставки-завихрителя (применяются для крепления исследовательских образцов на экспериментальном стенде).

Сборка лфтинговой модели и фланцев производится с совмещением отверстий по внешнему и внутреннему контуру с помощью ручной дуговой или полуавтоматической сварки с последующей токарной обработкой швов (Рисунок П 4.8).



Рисунок П 4.8 Вид вставки-завихрителя после сварки фланцев и заготовки

II 4.4 Создание аналоговой модели вставки с использованием программного пакета 3D studio MAX

Для создания аналоговой модели использовался программный пакет 3D studio MAX. 3D Studio MAX - это одна из самых известных систем в области компьютерной графики на платформе Windows. Программа имеет адаптируемую среду для интерактивного моделирования, анимации и визуализации. 3D Studio MAX имеет удобный настраиваемый интерфейс с пользователем, открытую архитектуру, позволяющую встраивать в программу исполнительные модули, расширяющие возможности пакета программ.

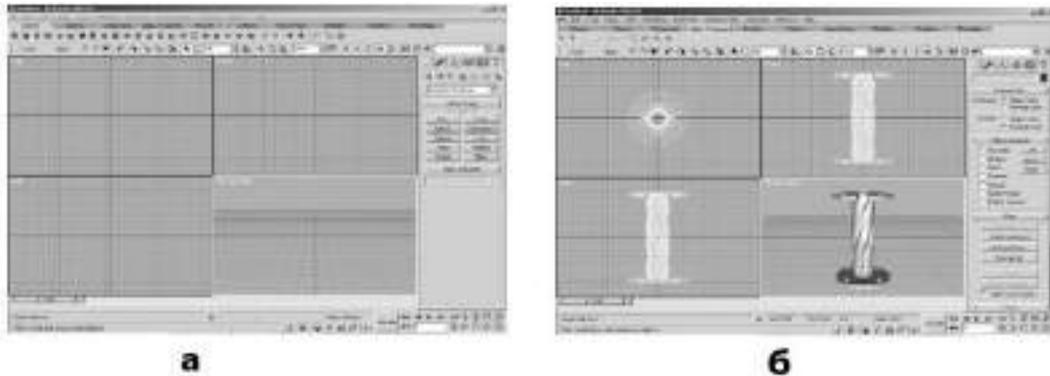


Рисунок II 4.9 Скан главного окна 3D Studio MAX
(а) главное окно 3D studio MAX, (б) создание геометрической модели

При использовании средств трехмерной графики, таких как 3DS MAX, синтез изображения выполняется по следующему алгоритму:

1. Предварительная подготовка. Постановка задачи, способы ее выполнения, план работы (рис. II 4.9, а.).
2. Создание геометрической модели. Выполняется тщательная работа – строятся трехмерные геометрические модели объектов (рис. II 4.9, б.)
3. Настройка освещения и съемочных камер. На этом этапе производится настройка моделей источников освещения и расстановка моделей съемочных камер. Правильный подбор источников света позволяет выполнять имитацию фотографирования сцены в любых условиях освещенности (рис. II 4.10, а.)

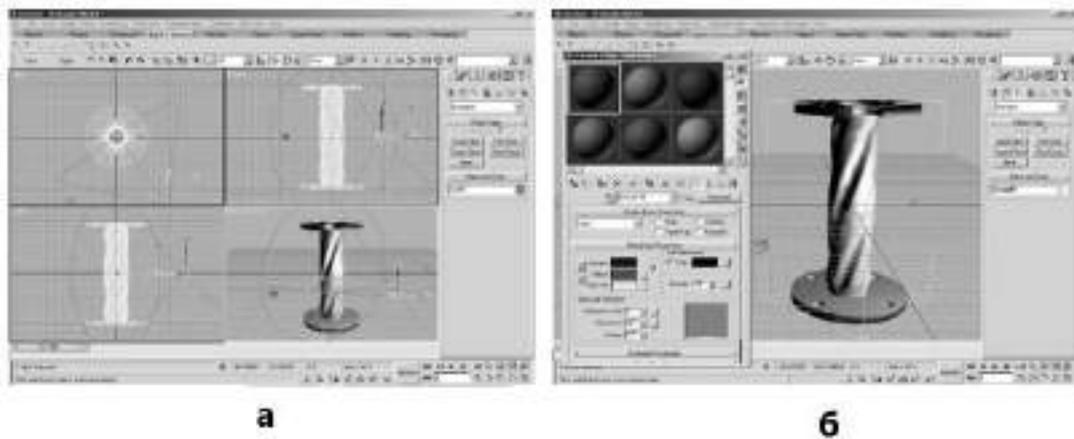


Рисунок П 4.10 Скан окон 3D Studio MAX: (а) - настройка освещения и съемочных камер; (б) - подготовка и назначение материалов

4. Подготовка и назначение материалов. Производится работа, обеспечивающая придание объекту визуального правдоподобия, приближающего качество изображения к реальной фотографии. 3D MAX предоставляет большие возможности по созданию новых материалов или выбору готовых из библиотек. Работая с материалами, можно настраивать такие их свойства, как сила блеска, прозрачность, самосвечение, зеркальность, рельефность и многие другие (рис. 4.10, б.)

5. Визуализация сцены. После того, как материалы подобраны и назначены объектам сцены, выполняется формирование ее изображения. Этот процесс называется визуализацией и может занимать довольно продолжительное время, зависящее от сложности сцены и быстродействия компьютера (рис. П 4.11).



Рисунок П 4.11 Визуализированное изображение канатовидной вставки

Главные аргументы в пользу 3D-графики появляются тогда, когда речь заходит о создании компьютерной мультипликации.

Анимация сцены в 3DS MAX состоит в автоматизации процесса формирования последовательности кадров, представляющих отдельные промежуточные стадии движения того или иного объекта сцены.

Функция создания отдельных изображений и продолжительных мультипликаций 3DS MAX была широко использована в данной исследовательской работе.

Одной из причин снижения ресурса, преждевременного старения и выхода из строя трубопроводов на энергетических объектах являются их вибрации, имеющие достаточно сложный и случайный характер. При движении жидкости с температурой, близкой к температуре насыщения, в достаточно длинных трубопроводах наблюдается испарение или резкое вскипание, если трубопровод содержит местные сопротивления. По мере роста паросодержания в трубопроводе могут возникать различные режимы течения, включая и снарядный, который является основным источником возбуждения вибраций трубопровода.

Для того, чтобы создать анимированную модель процесса снижения вибрации, были совмещены типы вставок и полученные в ходе экспериментов графики эффективности снижения виброхарактеристик, соответствующие этим типам вставок. Графики результатов исследований и соотнесения различных модификаций завихрителей представлены в главе 4 и Приложении 3.