

Кипоренко Анна Сергеевна

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ НОРМАТИВНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ
ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУБОПРОВОДНЫХ
СИСТЕМ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Кипоренко А.С. Совершенствование нормативного обеспечения эксплуатационной безопасности трубопроводных систем атомных электростанций.

Монография посвящена теоретическим и практическим вопросам усовершенствования нормативного обеспечения трубопроводных систем атомных электростанций. На примере различных трубопроводных систем Южноукраинской и Ровенской АЭС проведены исследования по обеспечению эксплуатационной безопасности с учетом различных технических параметров энергооборудования. На основе систематизации полученных данных разработаны рекомендации по дальнейшей эксплуатации энергооборудования АЭС, которые отражены в нормативном документе отраслевого уровня.

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор Трищ Р.М.

доктор технических наук, профессор

© Кипоренко А.С.

© Украинская
инженерно-педагогическая
академия, 2011

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ НОРМАТИВНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ И МЕТОДОВ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ	7
1.1. Нормативное обеспечение эксплуатационной безопасности атомных электростанций Украины.....	7
1.2. Методы и нормы расчета трубопроводных систем атомных электростанций.....	13
1.3. Методы контроля эксплуатационных параметров трубопроводов, влияющих на безопасность атомных электростанций.....	20
ГЛАВА 2. НОРМАТИВНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ.....	28
2.1. Систематизация трубопроводных систем атомных электростанций.....	28
2.2. Математическая модель определения остаточного ресурса эксплуатации трубопроводов атомных электростанций.....	35
2.3. Пошаговый алгоритм определения остаточного ресурса эксплуатации трубопроводов атомных электростанций.....	62
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ.....	72
3.1. Методика проведения исследований.....	71
3.2. Экспериментальное определение пульсаций давления в трубопроводе.....	80
3.3. Определение амплитудно-частотных характеристик трубопровода.....	83
3.4. Расчетно-экспериментальная оценка амплитудно-частотных характеристик трубопроводов.....	93
ГЛАВА 4. НОРМАТИВНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУБОПРОВОДОВ АЭС.....	98
4.1. Метод повышения эксплуатационной безопасности трубопроводов атомных электростанций.....	98
4.2. Проект стандарта методики виброобследования трубопроводных	

систем АЭС.....	110
ВЫВОДЫ.....	114
ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ СОКРАЩЕНИЙ.....	116
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	117

ВВЕДЕНИЕ

Атомная энергетика – одна из важнейших отраслей национальной экономики, так как в настоящее время в Украине работает 4 атомных электростанции с установленной мощностью 11835 МВт, что составляет 47,5% от общего производства электроэнергии в Украине.

При проектировании атомных электростанций (АЭС) было заложено гарантированный ресурс их безопасной работы 30 лет. Но с 2010 года вырабатывают назначенный ресурс энергооборудование некоторых энергоблоков Украины. Так на Ровенской АЭС – первый и второй энергоблоки вырабатывают назначенный ресурс в 2010 году; на Южно-Украинской АЭС - первый энергоблок вырабатывает назначенный ресурс в 2012 году. В связи с этим возникает вопрос о снятии их с эксплуатации или продление сроков их службы.

Основные технические параметры, которые влияют на безопасную эксплуатацию энергоблоков АЭС, является вибрация и эрозионно-коррозионный износ их трубопроводных систем в результате транспортирования теплоносителя (воды, пара, воды и пара), что приводит к накоплению усталостных напряжений. Накопление усталостных напряжений, в свою очередь, приводит к деградации металла трубопроводов, уменьшает их вибропрочность и, как следствие, образование свищей и обрыв креплений, что приводит к внеплановым ремонтам, простоям всего энергоблока, значительным материальным потерям, и возникновению угрозы аварий. Так как надежность и безопасность эксплуатации трубопроводов связана с их вибрацией и эрозионно-коррозионным износом, то эти характеристики можно использовать для оценки технического состояния трубопроводных систем в целом и их элементов.

Таким образом, для безопасной эксплуатации трубопроводных систем необходимо создание механизма управления сроками эксплуатации, то есть ресурсом энергооборудования атомных станций, на основе мониторинга перечисленных технических параметров трубопроводов, который позволит оптимизировать процесс его эксплуатации и сделать плавный переход к работе в сверхпроектные сроки, без значительных остановок и материальных

потерь.

Согласно с требованиями МАГАТЭ, все работы связанные с энергооборудованием АЭС должны выполняться в соответствии с существующими нормативными документами по безопасности. Существующее нормативное обеспечение по безопасной эксплуатации энергооборудования не учитывает все технические параметры нагружения, и потому не позволяет в полном объеме делать комплексный анализ состояния трубопроводов для определения остаточного ресурса.

Поэтому научно-прикладной задачей данного исследования является совершенствование нормативно-методического обеспечения эксплуатационной безопасности трубопроводных систем атомных станций, которое учитывало бы оценку вибрации при изменении толщины стенки в результате эрозионно-коррозионного износа. Это позволит точнее оценить остаточный ресурс и повысить безопасность эксплуатации энергооборудования АЭС.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ НОРМАТИВНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ И МЕТОДОВ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Атомные электростанции относятся к объектам повышенной опасности, поэтому все работы связанные с проектированием, эксплуатацией или же снятием с эксплуатации их оборудования выполняются в соответствии с нормативными документами Министерства топлива и энергетики и Национальной энергогенерирующей компании «Энергоатом»[1]. Нормативными документами к оборудованию атомных станций предъявляются повышенные требования, обусловленные созданием безопасной работы АЭС на протяжении всего срока эксплуатации[2]. В рамках данной научной работы под оборудованием АЭС понимается их трубопроводные системы.

1.1. Нормативное обеспечение эксплуатационной безопасности атомных электростанций Украины.

Основополагающие принципы, критерии и требования обеспечения безопасности АЭС изложены в общих положениях: "Правила ядерной безопасности реакторных установок атомных станций" ПБЯ РУ АС [4], "Правила радиационной безопасности при эксплуатации атомных станций" ПРБ АС [5], "Типовое содержание технического обоснования безопасности реакторной установки" ТС ТОБ РУ [6], "Типовое содержание технического обоснования безопасности атомных станций" ТС ТОБ АС [7], "Загальні положення безпеки атомних станцій" НП 306.2.141-2008 [8], "Загальні положення забезпечення безпеки при знятті з експлуатації атомних електростанцій та дослідницьких ядерних реакторів" НП 306.2.02/1.004 [9] и других НД (рис.1.1). Полное перечисление НД, действующих в ядерной энергетике Украины, приведено в перечне «Перелік діючих нормативних документів експлуатуючої організації в галузі ядерної енергетики України» НД ЕО-2002 [10].

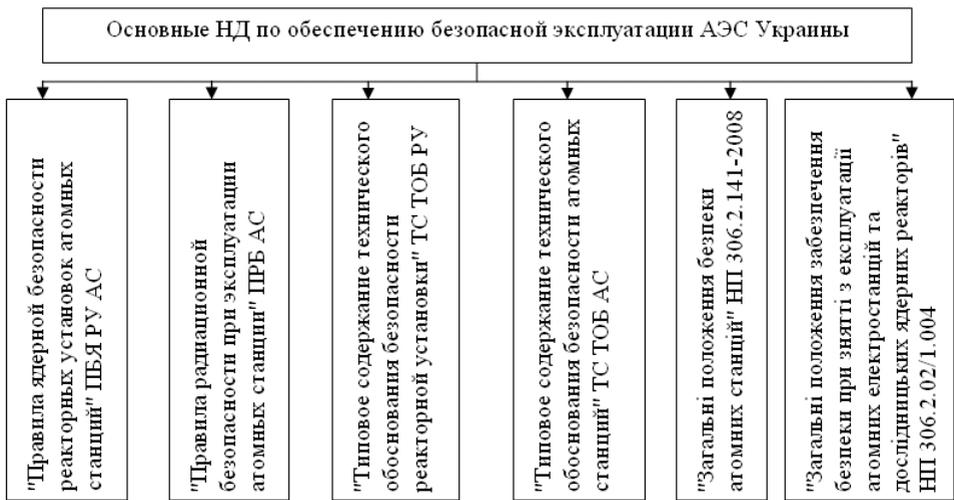


Рис.1.1. Основные нормативные документы по обеспечению безопасной эксплуатации АЭС.

Правила безопасности эксплуатации реакторных установок и радиационной безопасности при эксплуатации АЭС [4,5] устанавливают общие требования к конструкции, характеристикам и условиям эксплуатации элементам и конструкциям реакторных установок и атомных станций в целом, а также организационные требования, направленные на обеспечение ядерной безопасности при проектировании, сооружении и эксплуатации атомных станций. Ядерная безопасность определяется техническим совершенством проектов, требуемым качеством изготовления, монтажа, наладки и испытаний элементов и систем, важных для безопасности, их надежность в процессе эксплуатации и своевременного технического обслуживания и ремонта оборудования. В [4] определены требования к трубопроводным системам и элементам первого контура реакторных установок, в которых отмечено необходимость обеспечения надежной работы в течение всего срока эксплуатации с учетом коррозионно-химических, силовых, тепловых и других воздействий, т.к. элементы первого контура обеспечивают прочность корпуса реактора. Отметим, что трубопроводные системы первого контура АЭС выделены, как объекты повышенной опасности и требующие постоянного контроля технических параметров для обеспечения безопасной работы всей энергосистемы. Однако данные

нормативные документы лишь устанавливают общие требования без указаний конкретных мероприятий по оценки безопасности на данных объектах.

Типовые содержания технического обоснования безопасности реакторных установок и атомных станций [6, 7] содержат требования по структуре и содержанию информации по обоснованию безопасности атомных станций в целом и отдельным ее важным для обеспечения безопасности системам. В [7] отмечено, что при составлении технического обоснования безопасности атомных станций обязательным условием является приведение перечня с классификацией систем и оборудования по безопасности и сейсмостойкости, согласно требованиям нормативно-технической документации. Принятый перечень должен быть обоснован. Должна быть рассмотрена в соответствии с приводимой структурой каждая важная для безопасности система (оборудование и сооружения). Содержащаяся в описании систем информация должна показывать, что проект системы удовлетворяет требованиям нормативных документов. Рассмотрение системы должно показывать, для каких отказов необходимо дать дополнительные специальные анализы последствий и для каких отказов такие анализы не требуются.

В настоящее время существует классификация трубопроводных систем и оборудования АЭС по классам безопасности:

Класс 1 – Элементы повышенной опасности эксплуатации.

К нему относятся тепловыделяющие элементы (ТВЭЛы) и элементы АЭС, отказы которых являются исходными событиями, приводящими при проектном функционировании систем безопасности к повреждению тепловыделяющих элементов с превышением, установленных для проектных аварий пределов.

Класс 2 – Элементы опасности и защитные элементы системы безопасности. К нему относятся:

- элементы, отказы которых являются исходными событиями, приводящими к повреждению тепловыделяющих элементов в пределах, установленных для проектных аварий, при проектном функционировании систем безопасности с учетом нормируемого для проектных аварий количества отказов в них;

- элементы систем безопасности, отказы которых приводят к невыполнению этими системами своих функций.

Класс 3 – Элементы важные для безопасности. К нему относятся:

- элементы систем, важных для безопасности, не вошедшие в классы 1 и 2;

- элементы, содержащие радиоактивные вещества, выход которых в окружающую среду (включая, производственные помещения АЭС) при отказах превышает значения, установленные нормами радиационной безопасности;

- элементы, выполняющие функции радиационной защиты персонала и населения.

Класс 4 - Элементы нормальной эксплуатации.

К нему относятся элементы нормальной эксплуатации АЭС, не влияющие на безопасность и не вошедшие в классы 1, 2, 3.

Требования к качеству изготовления и надёжности при эксплуатации элементов, отнесенных к классам 1, 2 и 3, а также к их контролю устанавливаются в действующих нормативных документах. При этом более высокому классу безопасности должны предъявляться более высокие требования к качеству и надёжности.

К элементам, отнесенным к классу безопасности 4, предъявляются требования общепромышленных норм и правил, кроме случаев, когда на эти элементы распространяются требования норм и правил по ядерной и радиационной безопасности.

В нормативном документе [11] трубопроводы систематизировались по следующим признакам: цеховая принадлежность; принадлежность, к какому либо оборудованию; по зонам проектирования; по функциям; по средам теплоносителя. При этом системы взаимно пересекались, дублировались, не соблюдалась целостность трубопроводной системы.

На данный момент согласно действующему на Хмельницкой АЭС «Руководству по маркировки...» [12] рекомендуется в основу классификации и кодификации трубопроводных систем и элементов системы принимать их функциональную принадлежность (рис.1.2). Но данный вид кодификации не отражает все критерии технического состояния трубопроводных систем и элементов, важных для оценки их безопасности.



Рис. 1.2. Кодификатор трубопроводных систем АЭС.

Принятая классификация, не отражена в кодификаторе трубопроводных систем, предложенном Хмельницкой АЭС. Кодификатор не отображает параметры нагружения, которые необходимо знать для оценки ресурса[13], а также не дает возможности определять для каких систем необходим дополнительный анализ при оценки ресурса, а для каких - нет. Таким образом, существующая система классификации и кодификации трубопроводных систем АЭС не отвечает всем требованиям, которые предъявляются нормативными документами по обоснованию безопасности атомных станций.

Общие положения безопасности и обеспечения безопасности при снятии с эксплуатации атомных станций и ядерных реакторов [8, 9] устанавливают потребности и критерии обеспечения безопасности атомных станций, а также основные технические и организационные мероприятия, направленные на их реализацию, защиту персонала атомных станций, населения и окружающей среды от возможного радиационного влияния при эксплуатации атомных станций или же снятия их с эксплуатации и ведения исследований реакторных установок атомных станций. Одним из критериев обеспечения безопасности атомных станций, согласно [14] – является обоснованная надежность систем и элементов первого контура на протяжении проектного срока эксплуатации энергоблоков атомных станций с учетом возможного ухудшения характеристик под влиянием эрозии, ползучести, усталости, старения, циклических

нагрузок (вибраций) и других влияний. А также, отмечается необходимость постоянного анализа ресурса элементов, важных для безопасности и в зависимости от результатов анализа принимается решение о продлении их эксплуатации, продление ресурса или замене. Данные нормативные документы характеризуют критерии обеспечения безопасности оборудования атомных станций, но не отображают методики, правил и норм по проведению анализа трубопроводных систем для оценки безопасности и ресурса.

Таким образом, проанализировав основные нормативные документы, определяющие критерии и принципы безопасной эксплуатации элементов и конструкций атомных станций можно отметить:

- при оценки эксплуатационной безопасности атомной станции в целом, особое внимание необходимо уделять трубопроводным системам и элементам первого контура с учетом изменения характеристик элементов и конструкций, вследствие эрозионно-коррозионного износа, ползучести, усталости, теплового, циклического и прочих воздействий;

- для оценки безопасности целесообразно предварительно систематизировать системы и оборудование по безопасности, для возможности определения случаев, при которых необходим дополнительный анализ;

- необходим постоянный контроль остаточного ресурса важных для безопасности систем и оборудования, для обеспечения надежной работы и своевременного принятия решения о дальнейшей эксплуатации элементов и конструкций или же их замене.

Рассмотрев и проанализировав нормативную документацию по обеспечению безопасной эксплуатации АЭС, выявлено ряд недостатков и в связи с этим предлагается ее усовершенствование с учетом уже существующих критериев и требований безопасной эксплуатации предъявляемых к энергооборудованию атомных станций.

1.2. Методы и нормы расчета трубопроводных систем атомных электростанций.

В работах Н.А.Махутов, Ю.Г.Драгунов, К.В.Фролов и др. [35,36], отмечено, что воздействие значительных вибраций на трубопроводы в условиях напряженно-деформированного состояния трубопроводных систем может привести к разрушению теплоизоляции и опорно-подвесной системы, повреждению или заклиниванию арматуры, образованию свищей и трещин на самих трубах, что приводит к созданию аварийных ситуаций и внеплановым остановкам оборудования. Иногда колебания трубопроводов настолько существенны, что не позволяют вывести энергоблок на номинальную мощность из-за угрозы разрушения или обрывов трубопроводов. Все это связано с материальными потерями, вызванными вынужденными простоями мощного энергетического оборудования и внеплановыми ремонтами трубопроводов, снижением прочностных характеристик трубопроводных систем, что влияет на эксплуатационную безопасность энергооборудование. Для осуществления оценки нагруженности трубопроводных систем и элементов конструкции, вследствие вибрационных воздействий, необходимо определить источник вибраций, с целью возможного их снижения. На рис. 1.3 представлены основные причины возникновения вибраций, которые рассмотрены в работах [17]. Проанализируем причины возникновения и методы определения опасных вибраций трубопроводных систем АЭС.

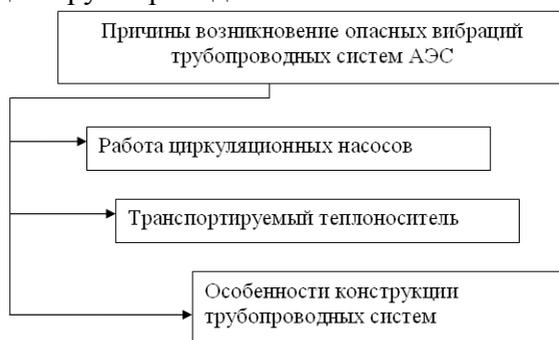


Рис.1.3. Причины возникновения вибрации трубопроводных систем.

Анализ работ авторов Токарь И.Я., Калинин Б.П., и др.[18,19] показал, что главным источником вибрации трубопроводов в энергетических установках в большинстве случаев является пульсирующий поток транспортируемого по трубопроводу теплоносителя. При оценке вибрационного состояния трубопроводных систем в данном случае предлагается решения задачи по движению теплоносителя, без учета их вибропрочностных характеристик металла и других воздействий на них. В этих работах решены частные задачи по движению теплоносителя, что не дает возможность решить комплексную задачу вибрационного состояния и оценки ресурса.

В работе Смирнова Л.В., Волкова Г.А. и др.[20,21,22] отмечено, что при работе циркуляционных насосов в трубопроводах часто возникают значительные колебания давления, возбуждаемые насосами. Также, возникновению колебаний давления в трубопроводных системах с пульсирующим потоком способствует наличие крутых поворотов технологических трубопроводов, гибов и разветвлений. Пульсации и колебания давления теплоносителя в трубопроводах, вызывая вибрации последних, оказывают непосредственное влияние на прочность трубопроводов, их опор и связанного с ними технологического оборудования [23].

Анализ литературы показывает, некоторые исследователи считают, что возможно появление в адиабатическом вскипающем трубопроводе аperiodической неустойчивости [24]. Известно [25,26], что если в движущейся системе сила трения падает с увеличением скорости, то это приводит к самовозбуждающимся колебаниям или автоколебаниям. В гидродинамике такой случай имеет место при наличии на гидравлической характеристике системы участка с падающим сопротивлением при увеличении расхода [27].

При анализе колебательных процессов и неустойчивости в трубопроводных системах с регулированием расхода и работающих с двухфазными потоками, важно также знать особенности работы такой системы на однофазном потоке. Знание этих особенностей позволит яснее представить, что является определяющим в развитии колебательного процесса в такой системе – внутренние свойства двухфазного течения, либо структурные особенности, заложенные в

самой конструкции трубопроводной системы. Авторами [28,29,30] приведен пример развития неустойчивости в системе регулирования, обладающей зоной нечувствительности – работа схемы регулирования в баке, лишенном самовыравнивания. Факторами стабилизирующую низкочастотную аperiodическую неустойчивость в дренажных трубопроводах является уменьшение диаметра конденсатопровода и увеличение диаметра и высоты конденсатосборника, а упругость двухфазного потока, создающая условия для развития неустойчивости в дренажном трубопроводе, может быть соответствующим образом конденсирована изменением коэффициента усиления в цепи обратной связи регулятора уровня. Перенос регулятора уровня от конденсатосборника к деаэратору не решает проблемы повышения устойчивости схемы каскадного слива в конденсатор из КС в деаэратор. Данный анализ позволяет определить область неустойчивости каждого конкретного конденсатопровода, исходя из конструктивных и технологических условий его работы, а также выработать меры повышения его устойчивости. Вибрации, возникающие в этом случае, обусловлены конструкцией трубопроводных систем.

Анализ работ [31,32,33] позволяет сделать выводы, что в настоящее время решаются лишь частные задачи вибрационного нагружения, при этом при виброобследовании авторами не учитываются воздействия низкочастотного колебательного процесса, при температурных расширениях. Задача вибрационного нагружения в результате температурного расширения решается отдельно[34] и вносимые при этом усталостные повреждения не учитываются, что не позволяет решить комплексную задачу оценки вибропрочности, с учетом всех воздействий.

Так как возникновение вибраций в трубопроводных системах вносит значительный вклад в накопление усталостных повреждений в металле трубопроводов, что снижает прочностные свойства материала, необходимо проводить техническое диагностирование трубопроводов и элементов конструкций. При техническом диагностировании трубопроводов, согласно НД, должны выполняться следующие работы:

- уточнение расположения зон наибольшего коррозионного и эрозионного износа и значений минимальных толщин стенок деталей

в этих зонах и однотипных деталей в других зонах[35,36];

- выборочная проверка соответствия прочности и пластичности металла в холодном состоянии требованиям ТУ или НД;

- расчетное определение напряжений от внутреннего давления согласно[37] в зонах минимальной толщины, и допустимости их с учетом фактических характеристик металла (коэффициент запаса прочности по пределу текучести не менее 1,5);

- расчетное или экспериментальное определение зон расположения наибольших циклических напряжений и допускаемых значений их в зависимости от количества циклов согласно "Расчет трубопроводов энергетических установок на прочность" РТМ 24.038.08 [38] и "Расчет прочности трубопроводов энергоустановок для условий нестационарных температурных режимов" РТМ 24.038.11 [39];

- в случаях выявления коррозионно-усталостных повреждений расчет на усталость должен выполняться с учетом требований "Котлы стационарные паровые и водогрейные и трубопроводы пара и горячей воды. Метод оценки долговечности колен трубопроводов" РТМ 108.031.112, раздел 4 [40] в части выбора допускаемых циклических напряжений и фактического количества циклов;

- проверка фактической толщины стенок растянутой и нейтральных зон всех гибов.

В случаях снижения прочностных характеристик металла ниже требований НД, но сохранения удовлетворительных характеристик пластичности и ударной вязкости, продолжение эксплуатации с проектными параметрами допускается при удовлетворительных результатах проверочного расчета на прочность от внутреннего давления (запас прочности относительно фактического предела текучести не менее 1,5) и соблюдении требований "Положение об оценке ресурса, порядке контроля и замены гибов необогреваемых труб котлов с рабочим давлением 10 и 14 МПа" РД 34.17.417 (П. 34-70-005-85) [41]. Однако, существующие нормативные документы базируются на основе оценки предельно-допустимых прочностных характеристик, не учитывая вибронегруженность при расчете на прочность, в виду отсутствия данных диагностики вибрации в процессе эксплуатации.

Согласно "Нормы расчета на прочность оборудования и

трубопроводов атомных энергетических установок" ПНАЭ Г-7-002-86 [2], расчет на вибропрочность проводят применительно к элементам конструкций, подвергающихся вибрационному нагружению. Настоящие нормы содержат методы расчетной оценки собственных частот колебаний типовых элементов и экспериментальные методы определения вибронпряженности узлов на моделях и натурных элементах конструкций. Собственными или свободными называют колебания без воздействия внешних сил. Частота собственных колебаний зависит от массы трубопровода и его жесткости [43]. Расчетно-экспериментальная оценка вибропрочности, а также расчет на циклическую прочность с учетом вибронпряженности лишь рекомендуется и не является обязательной при диагностике трубопроводных систем (Приложение 8, ПНАЭ Г-7-002-86).

Для оценки собственных частот колебаний элементов оборудования в настоящем Приложении представлен алгоритм расчета, относящихся к наиболее типичным узлам, таким, как трубопроводы (стержневые системы), пластинки и пологие оболочки. Расчет собственных колебаний элементов проводят с учетом присоединенной массы теплоносителя, но без учета его движения

при условии, что скорость потока $v \leq 0,3v_{kr}$, где $v_{kr} = \frac{1}{l} \sqrt{\frac{\pi EJ}{m}}$.3

$v_{kr} = \frac{1}{l} \sqrt{\frac{\pi EJ}{m}}$ - критическая скорость потока теплоносителя, при которой наступает потеря устойчивости прямолинейного элемента трубопровода с длиной пролета l ; m - погонная масса теплоносителя; EJ - изгибная жесткость стержня. Расчет собственных частот изгибных колебаний проводят без учета демпфирования систем.

Представленный алгоритм расчета относится только к плоским стержневым системам. Собственная частота, соответствующая k -й форме изгибных колебаний стержневых систем с учетом массы теплоносителя, определяется по формуле:

$$\Omega_k = \frac{(\alpha l)_k^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m_c + m_t}},$$

где $(\alpha l)_k$ - k -й корень частотного уравнения; l - длина участка стержня между опорами; EJ - изгибная жесткость; m_c , m_T - погонная масса стержня и учитываемого теплоносителя соответственно.

Для составления частотного уравнения используют общее выражение собственных форм изгибных колебаний [62]:

$$X(x) = C_1 S(\alpha x) + C_2 T(\alpha x) + C_3 U(\alpha x) + C_4 V(\alpha x),$$

где $X(x)$ - функция координаты x , принимающей значение от 0 до l ; C_1 , C_2 , C_3 , C_4 - произвольные постоянные, определяемые граничными условиями; $S(\alpha x)$, $T(\alpha x)$, $U(\alpha x)$, $V(\alpha x)$ - табулированные функции Крылова, определяемые выражениями:

$$\left. \begin{aligned} S(\alpha x) &= \frac{1}{2} (ch \alpha x + \cos \alpha x) \\ T(\alpha x) &= \frac{1}{2} (sh \alpha x + \sin \alpha x) \\ U(\alpha x) &= \frac{1}{2} (ch \alpha x - \cos \alpha x) \\ V(\alpha x) &= \frac{1}{2} (sh \alpha x - \sin \alpha x) \end{aligned} \right\}$$

В качестве граничных условий в опорных сечениях стержня принимают значения: прогиба $X(0, l)$; угла поворота $X'(0, l)$; момента $EJX''(0, l)$; перерезывающей силы $EJX'''(0, l)$, где $X'(0, l)$, $X''(0, l)$; $X'''(0, l)$ - 1-я, 2-я и 3-я производные уравнения.

Из полученной системы четырех уравнений составляется определитель из коэффициентов при постоянных C_1 , C_2 , C_3 и C_4 и приравняется нулю. Раскрытие определителя дает частотное уравнение, корнями которого является множество значений $(\alpha l)_k$. Для оценочных расчетов ограничиваются нахождением первых двух-трех корней (αl) , соответствующих основным формам колебаний. Число подлежащих учету корней частотного уравнения определяется шириной спектра нагрузок, способных вызвать сколько-нибудь заметные вибрации.

Описанный алгоритм расчета вибропрочности [42] имеет ряд недостатков:

- расчет основывается на оценки собственных частот трубопроводных систем для стержневой модели, а в настоящее время разработаны методы для оценки свободных колебаний пространственно расположенного трубопровода, как для оболочечной системы с построением трехмерной модели элементов конструкции, что значительно увеличивает точность расчетов[43];

- в настоящем Приложении не рассматриваются вопросы, связанные с истиранием и износом элементов, вызываемыми вибрациями, а также износом отдельных участков трубопроводных систем в области гибов в результате эрозионно-коррозионного воздействия, что также необходимо учитывать при оценке вибропрочности;

- в настоящих Нормах [2] не установлены единые нормируемые параметры допускаемого уровня вибраций, есть лишь ссылка на техническую документацию, где должны быть оговорены предельно-допустимые уровни вибрации. Такой подход не дает возможности своевременно определить целесообразность применения методов снижения вибрации трубопроводных систем;

- не учитывается малоцикловое нагружение, в результате температурных расширений при пуске энергооборудования после планово-предупредительного ремонта, что также оказывает воздействие на уровень вибропрочностных параметров[44,45].

Проанализировав, существующие исследования причин возникновения вибраций, методов технического диагностирования, методов расчета на вибропрочность, можно прийти к выводу о необходимости усовершенствования нормативного обеспечения в части расчета, контроля вибрации и эрозионно-коррозионного износа для трубопроводов, транспортируемых различные среды. Это даст возможность провести комплексную оценку остаточного ресурса с учетом всех параметров нагружения для повышения эксплуатационной безопасности АЭС.

1.3. Методы контроля эксплуатационных параметров трубопроводов, влияющих на безопасность атомных электростанций

Расчет трубопроводов АЭС недостаточно проводить только расчетными методами, так как износ трубопровода можно определить только экспериментальным путем [46]. Сравнить расчетные амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) трубопроводов можно с опытными АЧХ, полученными во время эксплуатации.

В работе Самарина А.А. [42] отмечено, что экспериментальные исследования параметров вибраций (вибродеформаций и вибронпряжений, перемещений, скоростей, ускорений и частотных спектров) элементов конструкций проводят в тех случаях, когда на стадии предварительных расчетов отсутствуют сведения о характеристиках действующих нагрузок и их спектров. На практике, авторами Фисенко В.В., Алферов А.В., Макухин А.А. [46] отмечено, что экспериментальные исследования вибраций проводят с целью:

- определения уровня вибраций оборудования, для которого их предельно допустимые значения оговорены технической документацией;
- определения динамических характеристик элементов конструкций;
- определения параметров вибраций конструкций для последующей оценки их вибропрочности;
- накопления данных, необходимых для разработки и совершенствования методов расчета и проектирования конструкций с учетом воздействия вибрационных нагрузок.

Однако такой подход оценки вибрационных воздействий не является достаточно эффективным, так как проведение экспериментальных исследований предлагается лишь в случае отсутствия сведений о нагружении элементов конструкций.

Для обеспечения более точного анализа и оценки вибрационного состояния трубопроводных систем и элементов необходимо проводить экспериментальные исследования для сравнения с расчетными результатами. Помимо перечисленных выше целей экспериментальных исследований в них должно входить определение толщины стенок нагруженных внутренним давлением

трубопроводных систем и элементов конструкции, работающих в условиях ползучести или эрозионного износа, а также в коррозионной среде. Экспериментальное определение параметров вибраций: пиковых, средних или среднеквадратических значений, можно проводить на натурных конструкциях или на их моделях, выполненных в соответствии с требованиями условий подобия по гидродинамике и динамическим свойствам конструкций. Для контроля параметров вибраций и вибронапряженности конструкций применяют методы виброметрирования и динамического тензометрирования. Выбор метода исследований должен проводиться с учетом целей и условий проведения исследований.

В работе Карзова Г.П. [47] предлагается, в качестве исходной информации при постановке эксперимента должны быть использованы данные по режимам работы конструкций, характеристикам оборудования и параметрам теплоносителя. На основании исходной информации по объекту испытаний проводят предварительный анализ вибронапряженности конструкции с целью определения зон повышенной напряженности и сечений с максимальными виброперемещениями.

Авторами Полищук С.М., Мазорчук М.С., Трясцин О.А., Дружинин Е.А. [48], в качестве контрольных точек измерений предлагается выбирать: зоны соединений различных конструктивных элементов; зоны гибов трубопроводов; места крепления (заделок) элементов конструкций; сечения с возможными максимальными прогибами при колебаниях по низшим формам.

При исследовании вибронапряженности, авторами Владиславлев А.П., Якубович В.А. [49] и согласно НД "Техническое диагностирование и контроль технического состояния элементов конструкций методом динамического тензометрирования для записи быстротекущих процессов" ДСТУ 2389-94 [50], применяют универсальные записывающие многоканальные светолучевые осциллографы и многоканальные технические магнитографы, работающие в широком диапазоне частот. При исследованиях вибронапряженности элементов конструкций методом виброметрирования, в качестве первичных преобразователей механических колебаний могут быть использованы приборы, в основу которых заложены такие принципы преобразования, как

омический, емкостный, индуктивный, индукционный, оптический, пьезоэлектрический и т. д. Для практического использования применяют преобразователи и вторичную измерительную аппаратуру, имеющие нижнюю граничную частоту начиная с долей или единиц "Герц". В качестве регистрирующих устройств, необходимых для накопления и хранения информации, могут служить персональные компьютеры. Все это позволяет с высокой точностью контролировать параметры вибрации и проводить диагностику трубопроводных систем АЭС.

Экспериментальные методы исследования основаны на определении высокочастотных колебаний возникающих при транспортировке теплоносителя. Основной задачей при определении вибрационного воздействия является нахождение собственных частот и частоты возбуждения трубопроводных систем с целью отстройки собственных частот, с целью обеспечения вибропрочности, путем отстройки собственных частот колебаний элементов конструкций от частот детерминированного возбуждения. Но при этом не учитывается воздействие других видов нагружения (коррозионный износ, малоцикловое нагружение), вносящих значительный вклад при оценки вибропрочности трубопроводных систем. Например, эти воздействия приводят к постепенному ослаблению («разбалтыванию») неподвижных соединений. Авторами Штерншис А.З., Копсов А.Я., Балдин Н.Н. [51] отмечается, что вибрационные воздействия вызывают малые относительные смещения сопряженных поверхностей в соединениях деталей машин, при этом происходит изменение структуры поверхностных слоев сопрягаемых деталей, их износ и, как результат, уменьшение силы трения в соединении, что вызывает изменение диссипативных свойств объекта, смещает его собственные частоты и т. д.

Так как, вибрационные воздействия влияют на структурные изменения в металле трубопроводных систем, то экспериментальные исследования необходимо начинать с диагностики изменения механических свойств металла трубопровода в процессе эксплуатации, это позволит учесть накопленные в результате эксплуатации механические изменения металла трубопровода.

Основным нормативным документом, регламентирующим

требования по контролю металла оборудования и трубопроводов АЭС, являются "Правила устройства и безопасной эксплуатации оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок" ПНАЭ Г-7-008 [52]. Контроль механических свойств металла трубопроводов выполняют разрушающими и (или) неразрушающими методами не реже, чем через каждые 100 тыс. часов эксплуатации для АЭУ с водо-водяным реактором (ВВЭР), согласно "Определение характеристик механических свойств металла оборудования атомных электростанций безобразцовыми методами по характеристикам твердости" РД ЭО 0027-94 [53]. Периодический контроль механических свойств основного металла и сварных соединений трубопроводов обусловлен необходимостью выявления и анализа изменений физико-механических свойств с целью проверки их соответствия сертификатам, стандартам и ТУ [54,55] на металл трубопроводов.

В качестве методов контроля механических свойств металла трубопроводов после длительной эксплуатации предлагается использовать различные способы контроля механических свойств описанных авторами В.А.Сидоров, А.Л.Сотников, I.M. Neklyudov, L.S. Ozhigov [56,57]. Таким образом, для получения достоверной информации об эволюции свойств металла в процессе эксплуатации измерений только твердости явно недостаточно. Наряду с твердостью необходимо применять другие методы, представленными авторами Ожигов Л.С., Неклюдов И.М., Пышный В.М. [58] (прямые механические испытания, структурно-фазовые исследования и др.).

Значительно расширяет возможности контроля механических свойств металла и эволюции структуры в процессе эксплуатации методика микрообразцов разработанная Харьковским физико-техническим институтом, согласованная с Государственным комитетом ядерного регулирования, "Методика определения механических свойств металла оборудования и трубопроводов АЭС с помощью микрообразцов" РД.ОО.ЭК.ХФ.МО М.09-09 [59]. Данная методика направлена на получение максимального объема информации по механическим свойствам, структурно-фазовым изменениям в металле в процессе эксплуатации и на оценку остаточного ресурса без нанесения ущерба конструкционной

целостности и прочности оборудованию и трубопроводам АЭС. Проводимый авторами контроль состояния металла позволяет определить его текущее состояние, но не позволяет провести количественную оценку остаточного ресурса. Для решения задачи количественной оценки остаточного ресурса необходимы данные не только прочностных характеристик металла трубопроводных систем, но и оценка вибропрочности и эрозионно-коррозионного износа металла трубопроводных систем. Причем при оценке вибропрочности необходимо учитывать не только высокочастотное нагружение, но и совместное действие давления, весовой нагрузки и самокомпенсации температурных расширений.

Для расчета трубопроводов разработана программа «АСТРА АЭС» предназначена для расчетов трубопроводов на совместное действие давления, весовой нагрузки и самокомпенсации температурных расширений [60,61]. Она реализует требования "Расчет трубопроводов энергетических установок на прочность" РТМ 24.038.08-72 и "Расчет прочности трубопроводов энергоустановок для условий нестационарных температурных режимов" РТМ 24.038.11-72 [38,39] с дополнительными условиями, указанными в Нормах [2], но не позволяет рассчитывать трубопроводы на вибрационные воздействия. Программа учитывает накопленный опыт проведения практических расчетов трубопроводов при проектировании.

Авторы Полищук С.М. и др. в своих работах [62,63] проводят анализ вибрационного состояния трубопроводов АЭС, который позволил выделить основные вибрационные характеристики трубопроводов, при различных схемах нагружения. Методы решения позволили провести оценку виброн нагруженности и расчета остаточного ресурса эксплуатации трубопроводов, но нет анализа снижения механических свойств металла трубопроводов в процессе эксплуатации.

Авторами Полищук С.М., Манузин А.А. [64], проведен анализ влияние на вибропрочность трубопроводных систем, которое оказывает изменение толщины стенки трубопровода в результате эрозионно-коррозионного износа. Авторами Тимашев С.А. и Антикайн П.А. [65,66] отмечено, что контроль фактического состояния эрозионного износа позволяет получить количественную

оценку мероприятий, направленных на повышение надежности трубопроводов. Большое влияние на утонение стенки оказывает геометрия трубопровода, когда поток среды меняет траекторию, при этом происходят фазовые превращения (пар/вода). Изменение геометрии, выступы сварных соединений, дроссельные шайбы меняют линию тока и являются местами зарождения вихрей на границах вода стенка, что приводит к разрушению оксидной пленки металла и его размыва. Задача эрозионно-коррозионного износа трубопроводных систем решается разными авторами Kastner W., Riedle K., Heitmann H.-G. [67,68,69] как частная задача, при этом не учитывается концентрация напряжений в области износа и их влияние вибропрочность трубопроводных систем.

Проанализировав существующие экспериментальные методы контроля параметров вибропрочности можно сделать вывод, что в настоящее время, как и расчетными методами, так и экспериментальными методами решаются частные задачи при оценки вибропрочности. Существующая нормативная база не обеспечивает комплексный анализ вибрационного состояния по всем критериям нагружения (высокочастотное нагружение, малоцикловые нагрузки, эрозионно-коррозионный износ).

Для улучшения вибрационного состояния с целью повышения уровня вибропрочности, что позволяет продлить срок эксплуатации и повысит эксплуатационную безопасность трубопроводных систем, применяются различные методы снижения вибрационной нагрузки, представленными авторами Самариным А.А. и Connors H.I. [38, 70]. Выбор наиболее эффективного метода устранения вибраций может быть сделан только в результате тщательного анализа комплекса методов и действующих нагрузок на трубопроводные системы. Иначе применение метода, эффективного в одних случаях, может привести к увеличению вибраций и разрушением конструкций в других случаях.

В настоящее время существуют следующие методы снижения вибрации:

- уменьшение возмущающих сил, который заключается в улучшение поточной части трубопровода с целью снижения возмущений колебаний давления теплоносителя. Основной недостаток: изменение проточной части вносит дополнительные

сопротивления, что требует затраты на их преодоление;

- изменение параметров трубопроводов, т.е. создание трубопроводной системы, спектр собственных частот которой отличается от частот внешних воздействий, что предотвращает возможность предотвращения возникновения резонансных колебаний в среде теплоносителя. Основной недостаток: изменения конструкции системы практически не удается существенно снизить амплитуды колебаний давления в сложных разветвленных трубопроводах, где довольно часто создаются условия для резонанса одновременно нескольких собственных гармоник;

- виброизоляция и амортизация трубопроводов от источников вибраций. Заключается в применение пружинных и других амортизаторов. Недостатки: при переменных режимах пружинная амортизация не выгодна, та как при попадании в зону частот при малом трении наблюдается большое усиление колебаний;

- динамическое гашение вибраций. Заключается в применение специальных динамических и импульсивных гасителей колебаний. Недостатком является то, что у динамического гасителя колебаний есть один серьезный недостаток: он способен гасить колебания лишь строго фиксированной частоты. Всякое изменение частоты вызывает нарушения условия антирезонанса, и гаситель утрачивает свою эффективность. Возможно даже, что условия вибрации трубопровода при этом не улучшатся, а ухудшатся;

- демпфирования колебаний силами трения. Метод заключается в увеличении диссипации механической энергии в объекте. В ряде случаев демпфирование осуществляется введением в конструкцию объекта специальных устройств, называемых демпферами. Недостаток: часть конструкций разработана применительно к конкретным условиям работы, когда определен спектр возмущений, вносимых источником, а также известен спектр собственных частот колебаний теплоносителя в системе трубопроводов. Некоторые демпферы имеют более широкое применение, но они описаны лишь схематически и на практике не применялись.

Проанализировав существующие методы снижения вибрации, можно сделать вывод, эффективно для улучшения вибрационного состояния трубопроводных систем применения метода демпфирования колебаний силами трения. В настоящее время

разработаны многочисленные конструкции демпфирующих устройств, но нет нормативной документации обеспечивающей единые научно обоснованные правила и рекомендации по их применению и рациональной установки на трубопроводных системах, разработка таких рекомендаций позволит повысить эксплуатационную безопасность, за счет улучшения вибропрочности трубопроводных систем.

Таким образом, проанализировав существующие методы экспериментальных исследований и методы снижения вибрации можно отметить, что:

- существующая нормативная база определяющая порядок проведения экспериментальных исследований не учитывает воздействия всех видов нагружения при проведении опытных исследований на вибропрочность;

- при проведении комплексного обследования трубопроводных систем необходимо проводить комплексное диагностирование трубопроводных систем и элементов конструкций, включающие контроль физико-механические свойства металла, уровень вибрационного нагружения (величина амплитудно-частотных характеристик), величина утонение стенки в результате эрозивно-коррозионного износа, структурные изменения в результате малоциклового нагружения;

- для улучшения вибропрочностных характеристик металла трубопроводных систем необходимо научно обосновать метод снижения вибрации с различными моделями трения. Разработать и предложить метод улучшения вибрационного состояния, путем рациональной установки демпфирующих элементов.

ГЛАВА 2. НОРМАТИВНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Для обеспечения эксплуатационной безопасности АЭС необходимо иметь нормативную документацию, отражающую требования для определения ресурса трубопроводов АЭС, связанные с параметрами их нагружения. Ее можно создать на основе типизации трубопроводов. Инструментом типизации в широком понимании являются классификация объектов или процессов по признакам, необходимым для решения поставленной задачи.

В задачу научных исследований входит: определение общего принципа построения нормативного обеспечения эксплуатационной безопасности трубопроводов АЭС; создание классификатора трубопроводов АЭС, отвечающего современным требованиям по обеспечению безопасности трубопроводов АЭС; построение математической модели для определения ресурса трубопроводов АЭС на основе систематизации трубопроводов по технологическим параметрам.

2.1. Систематизация трубопроводных систем атомных электростанций

В настоящее время на атомных станциях Украины работают энергоблоки мощностью 440 МВт и 1000 МВт. Трубопроводные системы энергоблоков имеют сложную конфигурацию и несут как двухфазные (вода, пар), так и однофазные (вода или пар) среды различной температуры. Ряд трубопроводных систем атомных электростанций подвержены значительным механическим колебаниям. В зависимости от среды теплоносителя и его температуры в трубопроводе возникает полигармоническое или высокочастотное нагружение, а также эрозивно-коррозионный износ, разрушающие опорно-подвесную систему, тепловую изоляцию и

способствующих возникновению трещин, что приводит к аварийным ситуациям. Для предупреждения и своевременного устранения аварийных ситуаций необходимо проводить контроль и оценку вибрационного состояния трубопроводных систем, и расчет на вибропрочность для прогнозирования остаточного ресурса [71]. Для этого предлагается разработать классификатор, который позволит унифицировать методы расчета на вибропрочность трубопроводных систем, с учетом всех параметров нагружения (полигармоническое, высокочастотное нагружение и эрозивно-коррозионный износ).

Для проведения исследований вибрационного состояния, на вибропрочность и определения остаточного ресурса следует систематизировать и унифицировать трубопроводные системы по классам влияния на безопасность при эксплуатации, а также принадлежности к оборудованию и выполняемым функциям и техническому состоянию.

Критериями, характеризующими техническое состояние и остаточный ресурс трубопровода, являются следующие параметры: давление, температура, рабочая среда, весовая нагрузка, вибронгруженность, усталостная прочность, износ в процессе эксплуатации.

При составлении перечней трубопроводных систем определяющей характеристикой, кроме вышеперечисленных критериев, является функциональная принадлежность трубопровода. Для систематизации трубопроводов по вышеперечисленным критериям необходимо ввести принадлежность к определенному типу.

Такая систематизация (рис.2.1.) дает возможность разработать классификатор по следующим трем признакам: классу безопасности, среде теплоносителя, критерию, характеризующему техническое состояние трубопровода.

С учетом предложенной систематизации трубопроводных систем, кодификатор будет строиться аналогично существующему, но при этом с учетом дополнительных переменных критериев важных для оценки вибропрочности. Если по системе главных

паропроводов подается пар, а по системе техводоснабжения вода, то системы деаэрации питательной воды, конденсатного тракта и др. - требуют решения задачи о нестационарном движении двухфазной среды, что значительно усложняет анализ вибрационного состояния трубопроводных систем и целесообразно учитывать характер нагружения и наличие эрозионно-коррозионного износа еще до начала виброобследования.

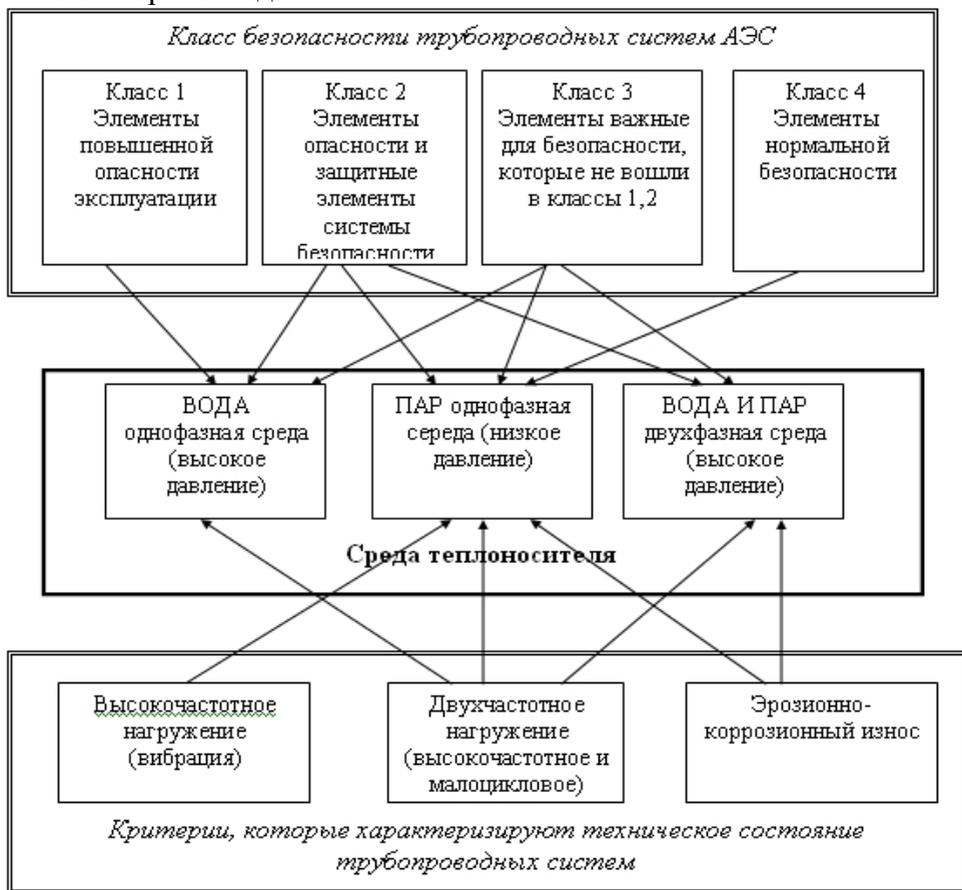


Рис. 2.1. Схема систематизации и унификации трубопроводных систем АЭС.

Проведенная систематизация позволяет усовершенствовать приведенный в главе 1(п.1.1.рис.1.2.) кодификатор трубопроводов и их элементов.

Усовершенствованный кодификатор трубопроводов (рис. 2.2) дает возможность определить алгоритм расчета ресурса и необходимые исходные параметры для оценки вибропрочности. То есть, помимо отраженных в кодификаторе таких данных, как: атомная станция, номер энергоблока, отделение, код трубопровода и его порядковый номер, добавляются знаки, которые определяют:

- класс безопасности: К1 (Класс 1), К2 (Класс 2), К3 (Класс 3), К4 (Класс 4);

- среду теплоносителя: В (вода), П (пар), Д (двухфазная среда, вода и пар);

- критерии, характеризующие техническое состояния:

- 01 – высокочастотное нагружение (вибрация);

- 02 – двухчастотное нагружение (высокочастотное и малоцикловые нагрузки);

- 03 – эрозионно-коррозионный износ;

- 13 - высокочастотное нагружение и эрозионно-коррозионный износ;

- 23 - двухчастотное нагружение и эрозионно-коррозионный износ.

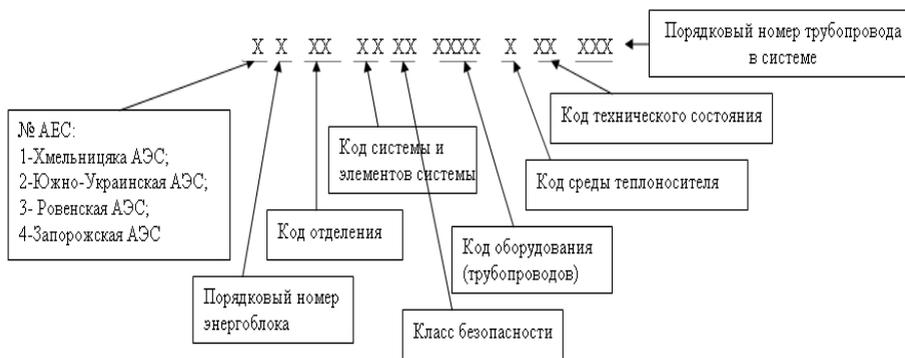


Рис.2.2. Кодификатор трубопроводных систем с учетом класса

безопасности, среды теплоносителя и технического состояния.

На основе кодификатора разработана классификация трубопроводов по следующим характеристикам: классу безопасности, среде теплоносителя и действующим нагрузкам (табл. 2.1).

Усовершенствованный кодификатор дает возможность определять параметры, на основе которых необходимо проводить расчет оценки ресурса трубопроводных систем.

Для усовершенствования нормативного обеспечения безопасной эксплуатации трубопроводных систем предлагается алгоритм прогнозирования ресурса трубопроводных систем с учетом параметров нагружения (рис.2.3).



Рис.2.3. Алгоритм оценки остаточного ресурса трубопроводов с учетом параметров нагружения.

Таблица 2.1

Классификация трубопроводов по классу безопасности, среде теплоносителя и действующим нагрузкам

Класс безопасности	Среда теплоносителя	Вид нагружения	Код
Класс 1	Вода	Двухчастотное	K1B02
Класс 2	Вода	Высокочастотное	K2B01
		Двухчастотное	K2B02
		Эрозионно-коррозионный износ	K2B03
		Высокочастотное нагружение и эрозионно-коррозионный износ	K2B13
		Двухчастотное нагружение и эрозионно-коррозионный износ	K2B23
		Пар	Высокочастотное
	Вода+Пар (двухфазная среда)	Высокочастотное	K2Д01
		Двухчастотное	K2Д02
		Эрозионно-коррозионный износ	K2Д03
		Высокочастотное нагружение и эрозионно-коррозионный износ	K2Д13
		Двухчастотное нагружение и эрозионно-коррозионный износ	K2Д23
		Класс 3	Вода
Двухчастотное	K3B02		
Эрозионно-коррозионный износ	K3B03		
Высокочастотное нагружение и эрозионно-коррозионный износ	K3B13		
Двухчастотное нагружение и эрозионно-коррозионный износ	K3B23		
Пар	Высокочастотное		
Вода+Пар (двухфазная среда)	Высокочастотное		K3Д01
	Двухчастотное		K3Д02
	Эрозионно-коррозионный износ		K3Д03
	Высокочастотное нагружение и эрозионно-коррозионный износ		K3Д13
	Двухчастотное нагружение и эрозионно-коррозионный износ		K3Д23
	Класс 4		Пар

		Двухчастотное	К4П02
--	--	---------------	-------

Согласно приведенному алгоритму предлагается проводить диагностику вибросостояния и расчет амплитудно-частотных характеристик трубопроводов. Полученные расчетные данные сравниваются с результатами, полученными опытным путем, и с допустимыми значениями. Погрешность между экспериментальными и расчетными результатами должна быть не более 20%, если $\delta > 20\%$ расчет проводится снова с учетом коррекции исходных данных. В случае, когда расчетные данные превышают допустимые значения, необходимо применить методы снижения вибрации трубопроводов и снова провести расчетно-экспериментальные исследования. Если же расчетные данные не превышают допустимые, или же нет возможности снизить вибрацию трубопровода, проводится расчет остаточного ресурса.

Такой алгоритм дает возможность проведения оценки ресурса трубопровода и прогнозирование ресурса трубопроводных систем с учетом параметров нагружения. Усовершенствованный технологический код, позволяющий определить исходные параметры, необходимые для оценки ресурса (рис.2.4).



Рис. 2.4. Структурная схема расчета на вибропрочность при различных воздействиях на трубопроводы.

Такая структура дает возможность разработать требования к трубопроводам, включающие:

- единые нормы по контролю вибрации и эрозионного износа для трубопроводов, несущих различные среды;
- нормативно-методическое обеспечение по улучшению напряженно-деформированного состояния.

2.2. Математическая модель определения остаточного ресурса эксплуатации трубопроводов атомных электростанций

Для создания нормативного обеспечения эксплуатационной безопасности трубопроводов АЭС необходимо построить математическую модель расчета их ресурса. Такая модель даст возможность определить способность изделия (в данной работе, трубопроводов) выполнять заданные функции в течение проектного срока эксплуатации и прогнозировать ресурс, то есть возможность продлить проектные сроки безопасной эксплуатации.

Для создания математической модели, которая позволит выполнить комплексный анализ технического состояния трубопровода, необходимо: построить трехмерную модель трубопровода; определить напряженно-деформированное состояние трубопровода при малоцикловых нагрузениях, вызванных температурными расширениями; определить напряженно-деформированное состояние трубопровода при вибрационных нагрузках; определить и смоделировать дефект при эрозионно-коррозионном износе и напряжения, возникающие при данном типе нагружения.

Таким образом, *первым этапом* создания математической модели является построения модели трубопровода для проведения расчетных исследований напряженно-деформированного состояния. Предлагается построение трехмерной (оболочечной) модели трубопровода, которая дает возможность определить напряжения, возникающие как на внешней, так и на внутренней стороне стенки

трубопровода и смоделировать дефект изменения толщины стенки при эрозионно-коррозионном износе.

Систематизировав трубопроводные системы по классам безопасности, можно выделить трубопроводы, представляющие наиболее важное место в системе безопасности атомных станций, т.к. подвержены большим нагрузкам. В качестве примера рассмотрим одну из наиболее нагруженных трубопроводных систем, а именно - главный циркуляционный контур (ГЦК). На рис. 2.5. представлена аксонометрическая схема ГЦК энергоустановки с реактором ВВЭР-440 (водо-водяной энергетический реактор с установленной мощностью 440 Вт), где позициям 1-5 соответствует следующие оборудование: 1 – парогенератор; 2 – неподвижная опора; 3 – главный циркуляционный насос; 4 – регулирующие задвижки (РУ); 5 – реактор, А, Б, В – сечения измерения пульсаций давления.

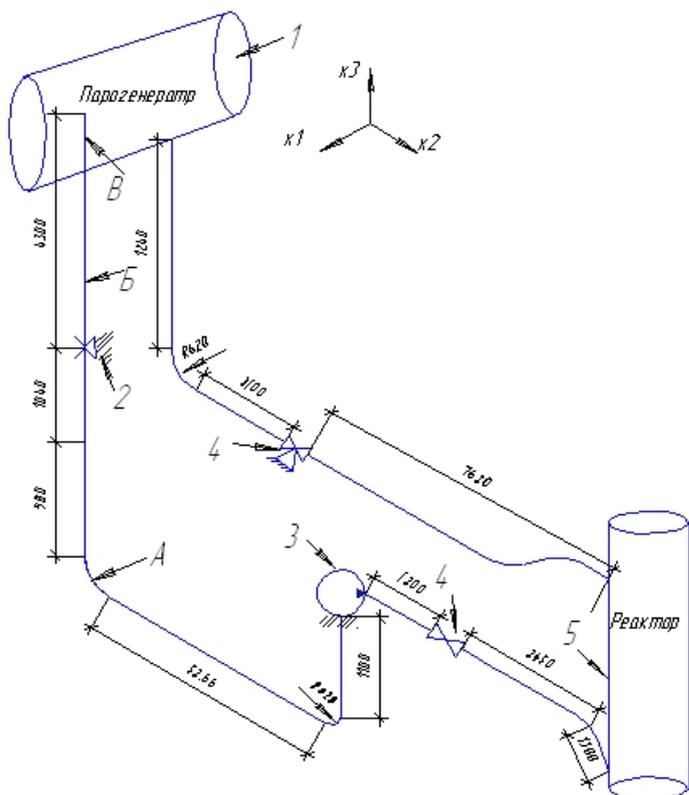


Рис.2.5. Аксонометрическая схема главного циркуляционного контура энергоустановки с реактором ВВЭР-440.

Рассматриваемая трубопроводная система относится ко второму классу безопасности и подвержена: вибрационному нагружению, которое возникает при транспортировке двухфазного теплоносителя (вода, пар); малоцикловым нагрузкам, в результате температурных расширений при пуске трубопровода и эрозионно-коррозионному износу. Рассмотрим участок главного циркуляционного контура от парогенератора до главного циркуляционного насоса, который подвержен всем перечисленным выше параметрам нагружения. Для оценки эксплуатационной безопасности ГЦК необходимо решение совместной задачи двухчастотного нагружения, при эрозионно-коррозионном износе для определения остаточного ресурса. Для

этого необходимо определить следующие параметры: амплитуду и частоту вибрации; частоту малоцикловых нагрузений, толщину стенки трубопровода, скорость и геометрию эрозионно-коррозионного износа.

По существующим «Нормам расчета...» [22] определение собственных частот трубопровода проводится для стержневой модели (Рис.2.6.). Стержневая модель трубопровода представляет собой двухмерную модель и строится на основе линий, не давая возможность учитывать



внутреннее давление на стенке трубопровода, что снижает точность при определении его напряженно-деформированного состояния.

Рис.2.6. Стержневая модель трубопровода ГЦТ.

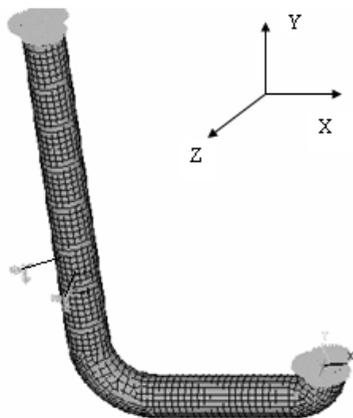


Рис 2.7. Участок трубопровода ГЦТ, разбитый с помощью сетки секущих плоскостей.

предлагается для проведения расчетных исследований построить трехмерную (оболочечную) модель трубопровода. Такая модель, в отличие от стержневой, строится на

основе поверхностей, а не линий, с учетом толщины стенки, плотности материала трубопровода и других исходных данных, которые представлены в таблице 2.1.

Для подтверждения необходимости создания более сложной оболочечной модели трубопровода для определения напряженно-деформированного состояния трубопровода, после определения

собственных частот для оболочечной и стержневой модели необходимо их сравнить с экспериментальными данными.

Построим оболочечную модель трубопровода, для этого с помощью компьютерной программы Ansys, введем координаты отдельных узлов трубопровода и зададим геометрические характеристики трубопровода (толщина в узлах, свойства материала). Задаются исходные данные трубопровода: диаметр, толщина стенки и др. (табл. 2.2). Далее, используя метод конечных элементов (МКЭ) [72,73,74] модель трубопровода с помощью сетки секущих плоскостей, разбивается на отдельные части и жестко закрепляется на концах (рис. 2.7). С помощью элементов, используемых в программе Ansys для задания опор, на участке задаются две опоры, имеющие свойства растяжения-сжатия.

Таблица 2.2

Исходные параметры трубопровода ГЦТ

Наименование параметра	Обозначения	Значения	Размерность
Марка основного металла		Ст. 08X18H10T	
Внешний диаметр трубы	d	560	мм
Толщина стенки трубы	S	34	мм
Плотность стали	ρ	7900	кг/м ³
Модули упругости материала в рабочем и	K	210-220·10 ³	МПа

ХОЛОДНОМ СОСТОЯНИИ			
Предел прочности (растяжение)	σ_B^e	60-120	МПа
Допускаемое напряжение	[σ]	60-250	МПа
Коэффициент запаса прочности по напряжению		2.4	
Коэффициент Пуассона.	μ	0.3	
Коэффициент линейного расширения металла при t_p ;	α	$14 \cdot 10^{-6}$	1/К (1/°C)
Рабочая среда		Вода	
Плотность жидкости	ρ	1000	кг/м ³
Температура теплоносителя,	t	300	С°
Рабочее давление трубопровода	p	14	МПа

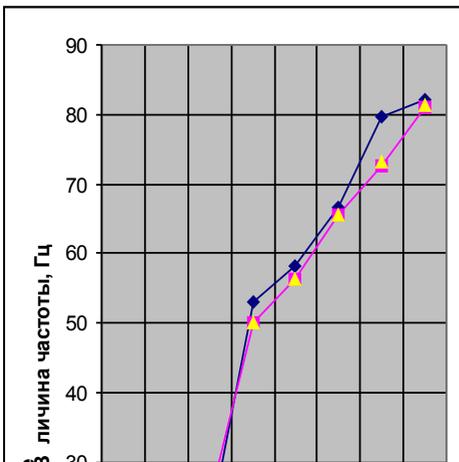
Среднее напряжение рабочего режима эксплуатации.	$\sigma_{\text{ср}}$	50	МПа
--	----------------------	----	-----

Для построенных стержневой и оболочечной моделей, с помощью программы Ansys, проведен расчет собственных частот. Экспериментальным путем, который описан в разделе 3, получены опытные данные собственных частот для трубопровода ГЦТ на Южно-Украинской АЭС. Расчетные и экспериментальные данные представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3

Собственные частоты трубопровода ГЦТ

Модель	P_1 (Гц)	P_2 (Гц)	P_3 (Гц)	P_4 (Гц)	P_5 (Гц)	P_6 (Гц)	P_7 (Гц)	P_8 (Гц)
Стержневая	7,89	13,41	23,62	51,00	56,32	64,49	77,73	82,18
Оболочечная	8,85	13,70	24,67	50,00	56,27	65,54	72,61	81,11
Опытные данные	8,70	13,65	24,65	50,00	56,25	65,50	73,12	81,20



Как видно из таблицы 2.3., при сравнении с экспериментально полученных значений собственных частот, более высокая точность полученных данных достигается для оболочечной модели. Опытные данные при сравнении с

расчетными (рис.2.8) по стержневой модели дают погрешность от 15% до 20%, по оболочечной модели более высокая сходимость результата от 2% до 5%, что говорит о правильности выбранной модели для расчета.

Вторым этапом построения математической модели является определение напряженно-деформированного состояния трубопровода при малоцикловых нагрузках на основании полученных данных собственных частот для оболочечной модели (табл. 2.3) трубопровода.

ТНЫЕ
АСТОТ

Под малоцикловыми нагрузками, в рамках данной работы, принимаются нагружения на металл трубопровода, возникающие при температурных расширениях и изменениях давления при пуске энергоблока после планово-предупредительного ремонта. Данные изменения температуры и давления при разных режимах эксплуатации в процессе пуска энергоблока после ППР представлены в таблице 2.4. Данный процесс не стационарен и необходимо определить меру усталостных повреждений, вносимых напряжениями, на разных режимах эксплуатации.

Таблица 2.4

Изменение давления, температуры при пуске блока после ППР

Режимы эксплуатации при пуске энергоблока после ППР	P, МПа	T, °C
Проверка работоспособности оборудования. Испытания 1-го контура. Испытание ГЦН на холодной воде.	3,5	20
Испытание на герметичность	3,5	30
Разогрев до температуры	3,5	60
Контроль на прочность	20	120
Проверка настройки ИПУ КД при помощи пневматического устройства	12	120
Изменение мощности	3,5	125
Испытание 1 контура	16	180
Испытание систем аварийного впрыска бора	11	220
Испытание реальным давлением	19,2 -19,7	250

Опробование ГЦК на «горячей воде»	12	270
Проверка защит и блокировок	17	290
Оценка вибрационного состояния	16	290

Для определения напряжений при малоцикловых нагрузках, необходимо определить доминирующую компоненту напряжения, для которой будет производиться расчет для разных режимов эксплуатации. Для этого определим напряженно-деформированное состояние трубопровода ГЦТ при стационарном режиме работы, с постоянным давлением 14 МПа, по компонентам напряжений.

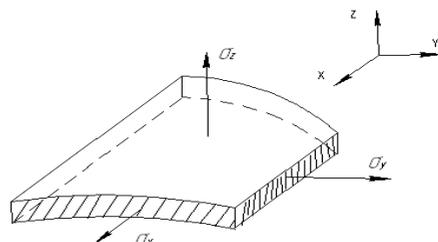


Рис. 2.9. Расположение компоненты напряжения относительно по-верхности трубопровода

Введем следующие обозначения для компонент напряжения: σ_x - меридианное, σ_y - осевое, σ_z -радиальное (рис.2.9).

На рис. 2.10 представлены расчетные распределения полей напряжения в трубопроводе ГЦТ по компонентам, полученные с помощью программы расчета.

Численные значения максимальных напряжений по каждой компоненте представлены в таблице 2.5. На основании расчета напряженно-деформированного состояния участка трубопровода ГЦТ для стационарного режима, можно сделать вывод об отсутствии доминирующей компоненты. В этом случае дальнейший расчет проводится по интенсивности напряжения. Распределение интенсивности напряжения представлены на рис. 2.11. Максимальная интенсивность напряжения на стационарном режиме составила 261 МПа.

Таблица 2.5

Численные значения максимальной интенсивности напряжений

и компонент напряжения

σ_x , МПа	σ_y , МПа	σ_z , МПа	σ_3 , МПа
149	221	256	261

Далее определяем интенсивность напряжения при малоцикловых нагрузках. Как отмечалось ранее, процесс накопления усталостных повреждений при малоцикловых нагрузках не стационарен. Поэтому определения интенсивности напряжений необходимо проводить для разных режимов эксплуатации в зависимости от изменения давления. На основе данных представленных в таблице 2.4 построим блок нагружения изменения давления во времени (рис.2.12) и определим интенсивность напряжения на каждом режиме эксплуатации после ППР.

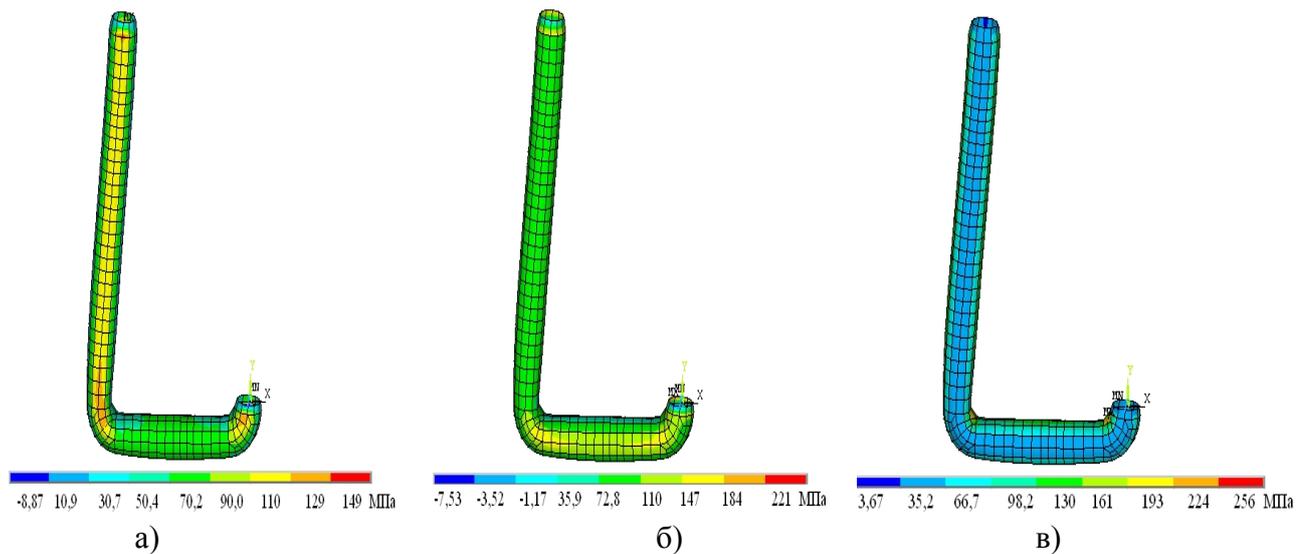


Рис. 2.10. Распределение полей напряжений в трубопроводе ГЦТ (а) σ_x - меридианные напряжения; б) σ_y - осевые напряжения; в) σ_z - радиальные напряжения).

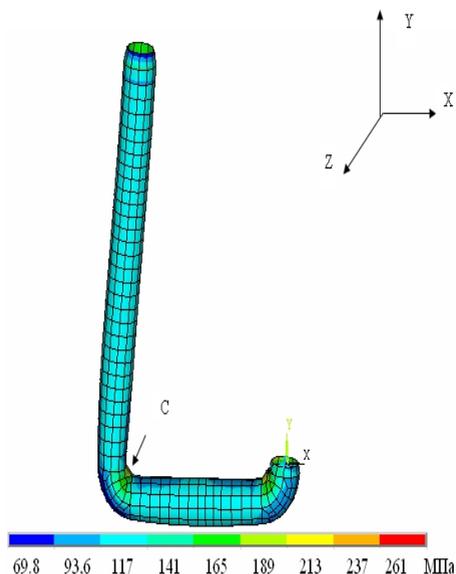


Рис. 2.11. Распределение интенсивности напряжения в трубопроводе ГЦТ

Для каждого режима при расчете задается соответствующая величина давления и определяется интенсивность напряжения при заданной величине.

В таблице 2.6 приведены результаты изменения давления и интенсивности напряжений в трубопроводе ГЦТ после планово-предупредительного ремонта на разных режимах эксплуатации. Как видно из таблицы наблюдается линейная зависимость изменения давления и интенсивности напряжения.

Таблица 2.6

Изменения давления и интенсивности напряжения ГЦТ.

Режимы эксплуатации	Р, МПа	$\sigma_{3\sigma}$, МПа
Испытания 1-го контура	16	208

Испытания систем аварийного впрыска бора	11	143,55
Испытания реальным давлением. Проверка защит и блокировок	17	221,85
Стационарный режим работы энергоблока на номинальной мощности	14	182,7

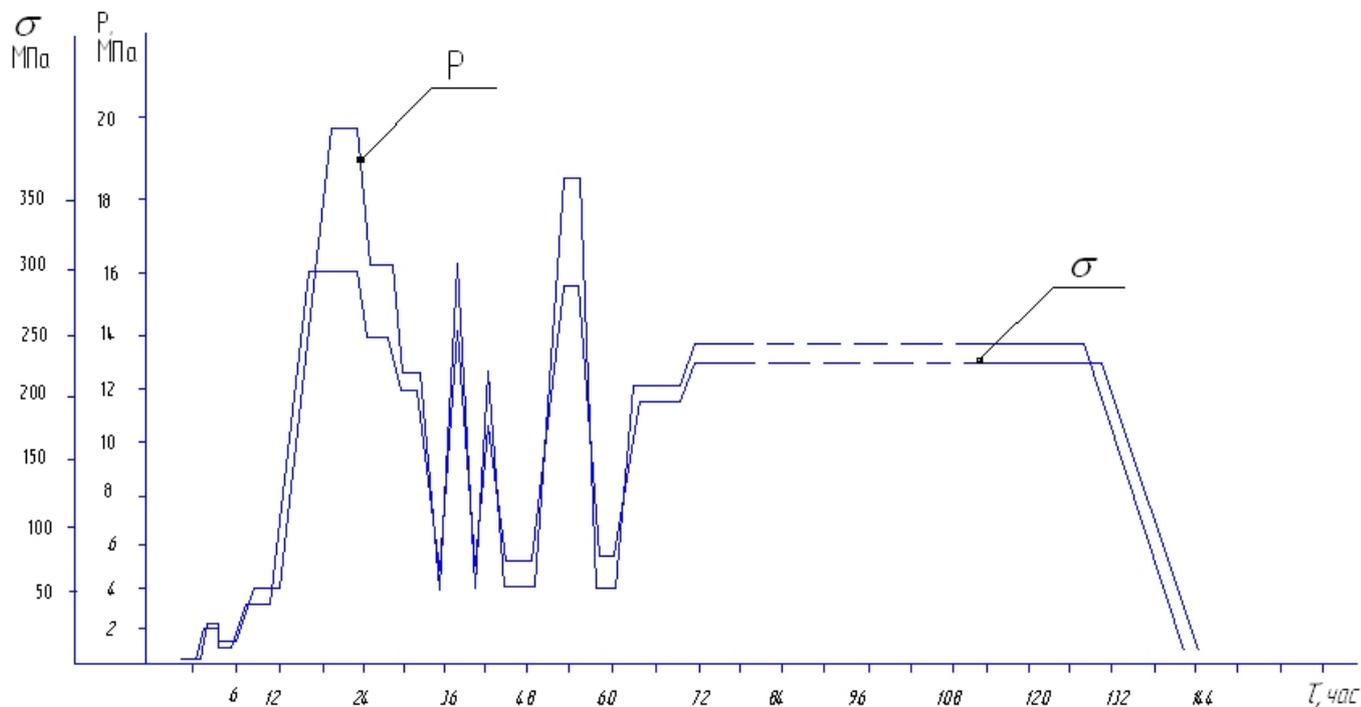


Рис. 2.12. Блок изменения давления и максимальных напряжений в трубопроводе ГЦТ при эксплуатации после ППР.

Для определения меры накопления усталостных повреждений при изменении интенсивности напряжения необходимо схематизировать блок нагружения при малоцикловых нагрузках [75]. Наиболее простой способ схематизации – методом полных циклов. Графически схематизация представлена на рис. 2.13. Вначале, отметим циклы с наименьшим размахом, а именно размах 1-1'. Амплитуда, соответствующая ему, равна половине размаха, т.е. 15 МПа. Число повторений таких амплитуд в блоке нагружения v_i равно 1. Записываем эти данные в 1-ю строку табл. 2.7 и затем исключаем указанный размах из процесса. Этот размах заштрихован на рис. 2.13 а. В результате приходим к новому процессу, изображенному на рис. 2.13 б. Далее продолжаем процесс последовательного подсчета и исключения все больших размахов. Схематизируя случайный процесс, мы получили данные, представленные в табл. 2.7 и характеризующие повторяемость амплитуд давлений различных уровней в блоке нагружения v_i , а также накопленное число циклов $N_i = \sum v_i$.

В табл. 2.7 отображены амплитуды напряжения (σ_{ai}), среднее значение напряжения каждого цикла (σ_{mi}), число повторений таких амплитуд в блоке нагружения (v_i) и накопленное число циклов в блоке нагружения (n_i).

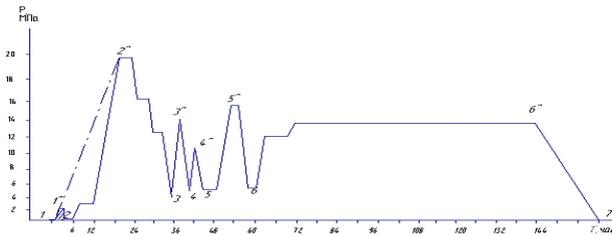
Таблица 2.7

Распределение амплитуд напряжения

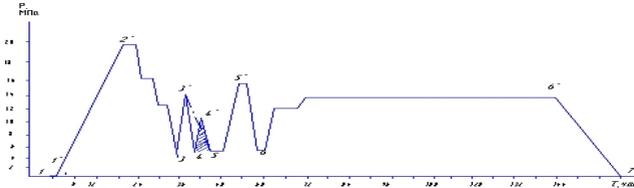
i	σ_{ai} , МПа	σ_{mi} , МПа	v_i	n_i
1	15	15	1	1
2	65	115	1	2
3	90	140	2	4

4	114,5	164,5	2	6
---	-------	-------	---	---

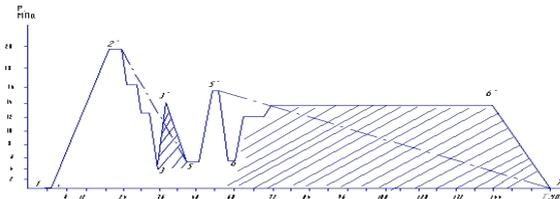
Третьим этапом является определение напряженно-деформированного состояния при вибрационном нагружении, вызванного пульсациями давления. Для этого определим виброперемещения (вибрацию) трубопровода ГЦТ.



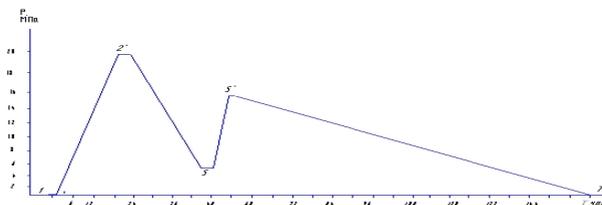
а)



б)



в)



г)

Рис. 2.13. Схематизация блока нагружения методом полных циклов.

На рис. 2.10 показаны расчетные ~~таблицы~~ виброперемещения в сечениях трубопровода и отмечено место (т. С) с максимальным значением виброперемещений. Эти данные являются исходными для расчета напряжений при вибрационном нагружении. Далее задаем максимальную величину виброперемещений и определяем интенсивность напряжения при вибрационных нагрузках при разных режимах эксплуатации, то есть на переходных и стационарных режимах эксплуатации трубопровода ГЦТ. На рис. 2.15 представлены изменения интенсивности напряжения, возникающие в результате пульсаций давления на переходных и стационарных режимах эксплуатации трубопровода ГЦТ.

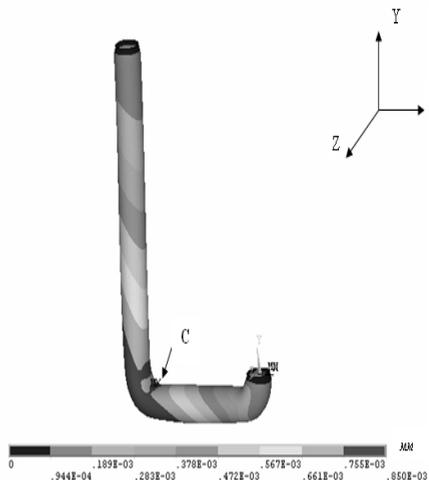


Рис.2.14. Виброперемещения трубопровода ГЦТ

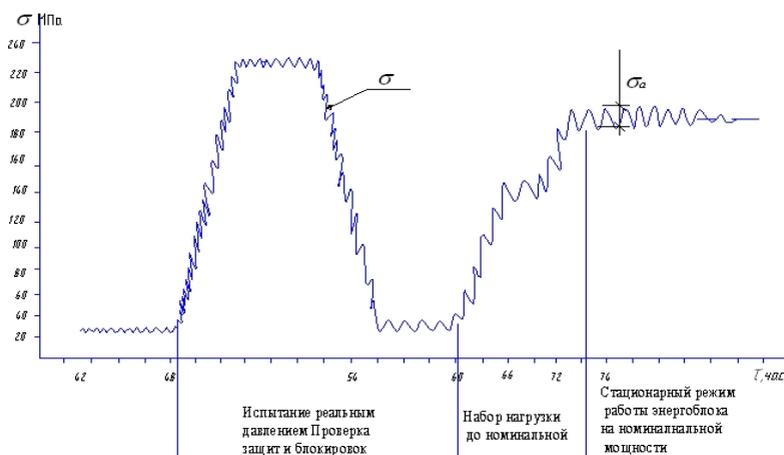


Рис. 2.15. Изменения интенсивности напряжения трубопровода ГЦТ, вызванные пульсациями давления.

С помощью программы Ansys, получены численные значения напряжений на разных режимах эксплуатации и построена кривая изменения интенсивности напряжения в трубопроводе ГЦТ в зависимости от времени t (рис.2.16)

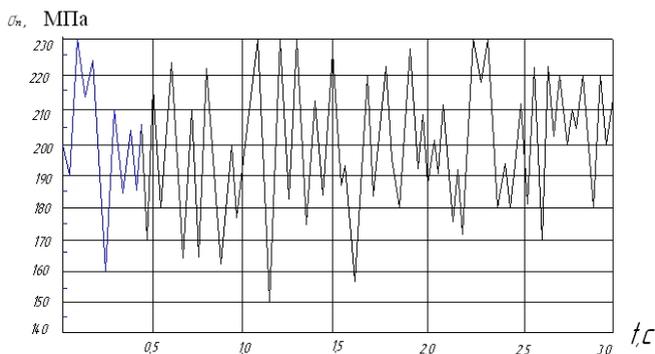
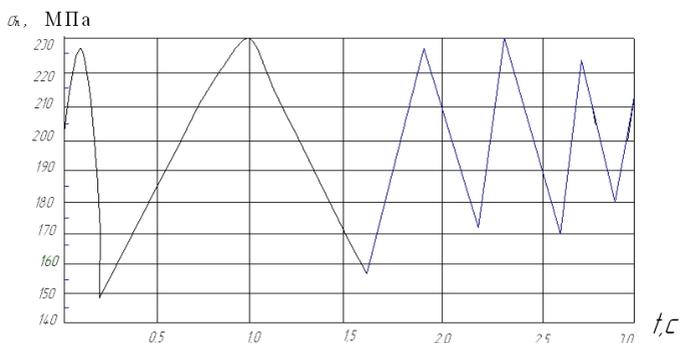


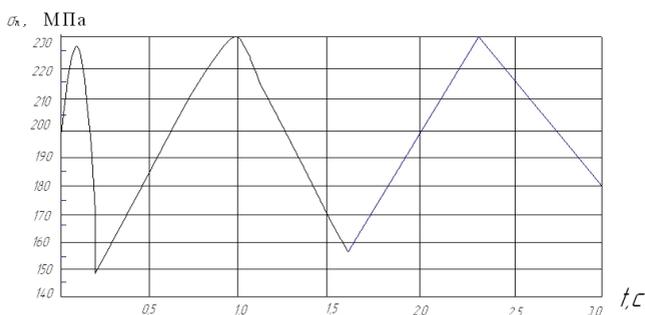
Рис.2.16. Кривая изменения интенсивности напряжения в трубопроводе ГЦТ.

Аналогично схематизации для напряжений при малоцикловых нагрузках систематизируем интенсивности напряжений при

вибрации. Анализируя кривую изменения интенсивности напряжения в трубопроводе, вначале отмечаем циклы с наименьшими размахами и имеющую величину напряжения, равную 2,5 МПа. Отмечаем число повторений таких размахов в блоке нагружения $V_{iб}$ равно 1 и исключаем указанный размах из процесса. В результате приходим к новому процессу, в котором отмечаем размахи с величиной равной 10 МПа, соответствующая им амплитуда равна 5 МПа. Определяем количество таких амплитуд в блоке нагружения. Далее продолжаем указанный процесс последовательного подсчета и исключения все больших размахов.



а)



б)

Рис.2.17. Схематизация интенсивности напряжения методом

полных циклов.

Схематизируя случайный процесс указанным образом, мы получаем данные накопления усталостных повреждений, представленные в таблице 2.8, где v_i - повторяемость амплитуд интенсивности напряжения различных уровней в блоке нагружения, $N_i = \sum v_i$ - накопленное число циклов, σ_{ai} - амплитуда интенсивности напряжения, σ_{mi} - среднее значение интенсивности напряжения.

Таким образом, для создания математической модели ресурса и оценки эксплуатационной безопасности, была построена трехмерная модель трубопровода и определены амплитудно-частотные характеристики трубопровода.

Таблица 2.8

Распределение амплитуд напряжений при одномерной схематизации процесса методом полных циклов

i	σ_{ai} , МПа	σ_{mi} , МПа	$v_{i\sigma}$	Накопленные числа циклов N_i
1	1,25	203,2	1	1
2	5	190,8	4	5
3	7,5	203,7	3	8
4	10	187,5	5	13

5	12,5	198	2	15
6	17,5	207,5	4	19
7	21,25	212,5	3	22
8	27,5	205	4	26
9	40	190	2	28

На основе этого анализа было определено напряженно-деформированное состояние при малоцикловом и вибрационном нагружении, а также максимальные напряжения, которые выявлены в гире трубопровода и мера усталостных повреждений при малоцикловом и вибрационном нагружении[75].

Четвертым этапом для создания математической модели является определения напряженно-деформированного состояния трубопровода при эрозионно-коррозионном износе. Необходимым контролируемым параметром при эксплуатации трубопроводов является толщина стенок подверженных эрозионно-коррозионному износу. Для установления геометрии изменения толщины стенки трубопровода необходимо было провести ряд измерений ультразвуковым толщиномером (УЗТ).

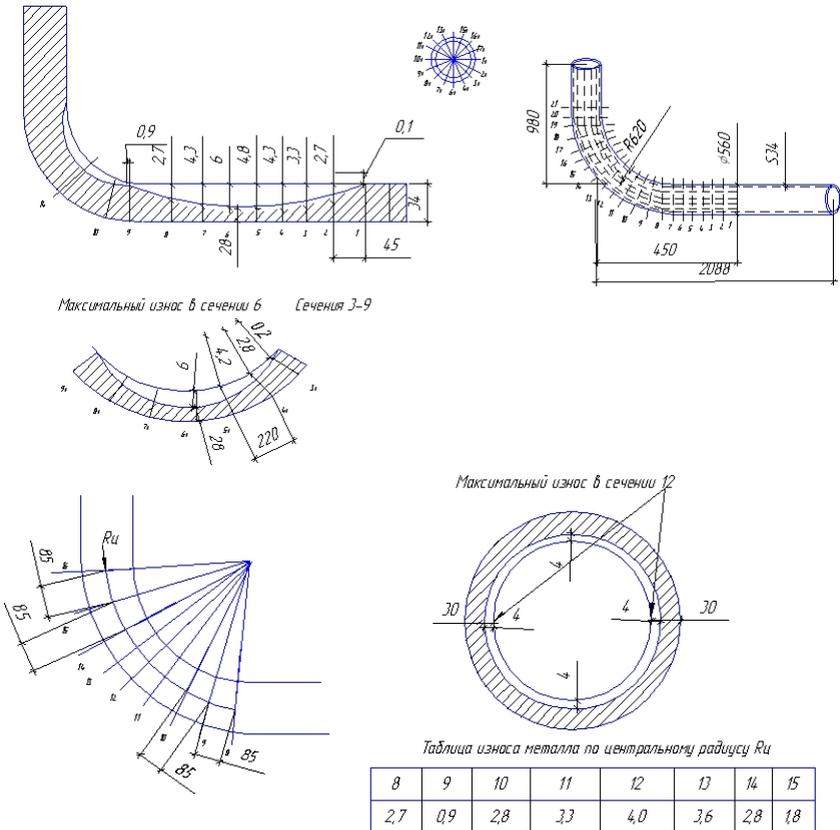


Рис. 2.18. Положение и геометрические размеры дефекта.

Целью измерений является определение минимального значения толщины стенки. Измерения проводились в соответствии с требованиями: «Инструкция по замеру толщин стенок элементов оборудования» и «Инструкция по эксплуатации толщиномера». Контроль проводится в сечениях средней частигиба и периферийных частяхгиба, тройниковых соединениях, переходах, сварных соединениях и в местах установки расходомеров. Точки измерения располагаются равномерно по всей длине растянутой кривойгиба по ходу среды, расстояние между сечениями

измерения толщин стенок трубопровода составляет 45 мм. В сечении с минимальной толщиной стенки определяется геометрия износа. Измерения проводятся ультразвуковым прибором с преобразователем типа ДА 312 с погрешностью измерений $3 \pm 1\%$.

В дальнейшем на основе метода ультразвуковой толщинометрии определены положения и геометрические размеры дефектов в трубопроводе, которые возникли в результате эрозионно-коррозионного износа (рис. 2.18) и получена новая геометрия в локальных местах.

Персоналом Южно-Украинской АЭС предоставлены необходимые для проведения анализа технического состояния трубопровода: паспортные данные, режимы эксплуатации, водно-химические режимы, результаты проведения ультразвуковой толщинометрии, металлографического анализа (табл.2.9).

Таблица 2.9

Рабочие параметры трубопровода и скорость эрозионного износа

Трубопрово д	Ø	T _{раб} , °C	P _{раб} , МПа	U, м/с	ρ, кг/м ³	v, мм/год
ГЦТ	560x34	300	14	1,8	1000	0,4

Скорость эрозионного износа трубопровода показана на рис. 2.19.

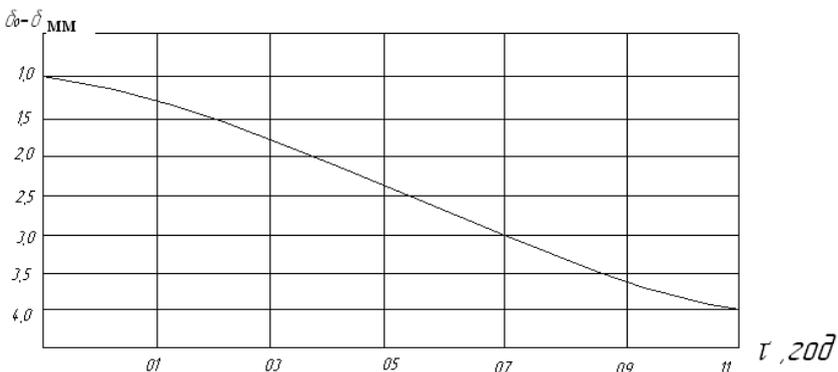


Рис 2.19. Эрозионный износ трубопровода ГЦТ

Скорость эрозионного износа 0.3-0.4 мм/год (табл. 2.10).

Таблица 2.10

Эрозионный износ трубопроводов ГЦТ

№ сечения	Результаты замера толщины стенки δ , мм				
	08.03	03.04	06.05	07.06	05.07
1	32,7	32,2	32,0	31,5	31,2
2	32,0	31,7	31,4	30,9	30,6
3	31,0	30,7	30,2	30,0	29,6
4	30,3	30,1	29,8	29,4	29,2
5	29,4	29,1	28,8	28,6	28
6	30,3	30,1	29,8	29,4	29,2
7	31,0	30,7	30,2	30,0	29,6
8	32,0	31,7	31,4	30,9	30,6
9	32,7	32,2	32,0	31,5	31,2

На основе построенной оболочечной модели с учетом результатов замера толщины стенки были определены характеристики НДС фрагмента трубопровода (рис.2.18). При расчете напряжений для отдельных фрагментов трубопровода в

качестве информации о нагружении задаются значения узловых перемещений в крайних сечениях фрагмента, которые определены ранее (рис. 2.4) из решения задачи для всей системы[76].

На рис 2.20 представлены результаты расчета наиболее нагруженного криволинейного фрагмента трубопровода, полученные на основе трехмерной модели без учета (рис 2.20 а) и с учетом эрозионно-коррозионного износа (рис. 2.20 б).

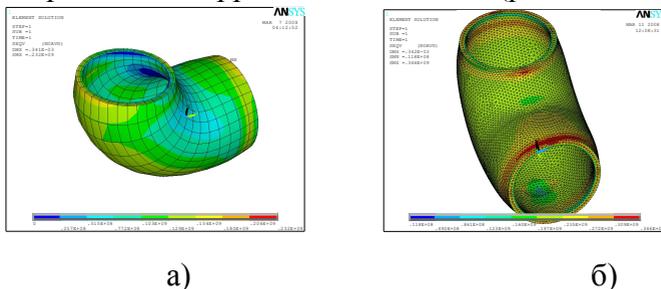
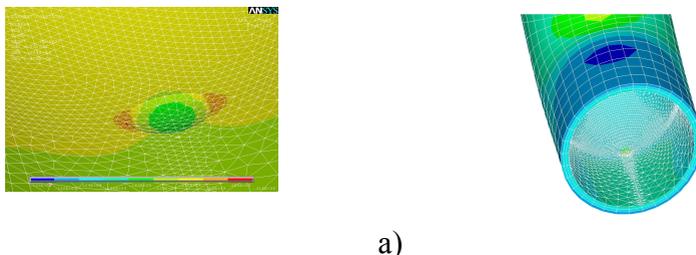
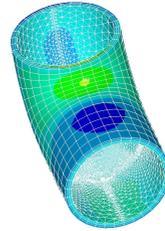
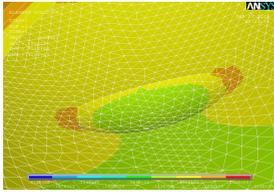


Рис. 2.20. Распределение напряжений в криволинейном фрагменте трубопровода: а) без дефекта; б) при наличии дефекта

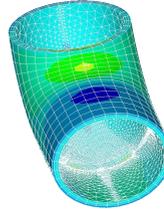
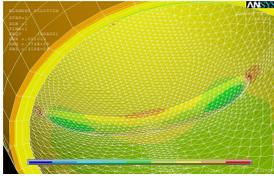
Как следует из полученных результатов, для дефекта соответствующего утонению стенки до 35%, не наблюдается перераспределение максимума напряжений в область локального дефекта.

Далее проводилось исследование влияния роста дефекта на напряженное состояние вблизи концентратора. Вначале дефект имеет форму сферы с равными полуосями a и b , длина которых равна 84 мм. (рис 2.21 а). На следующем рисунке представлен дефект той же формы с полуосями a и b , увеличенной в 2 раза (рис 2.21 б). Существенного изменения напряженного состояния не наблюдается.





б)



в)

Рис. 2.21. Распределение напряжений в криволинейном фрагменте трубопровода: а) дефект сферической формы с полуосями $a=b=0,084$ м; б) дефект эллиптической формы с полуосями $b=1,4a$; в) увеличение дефекта по направлению полуоси $b=3a$;

Для получения более точных данных для трубопроводов в процессе эксплуатации, проведены исследования и смоделировано возможное увеличение дефекта по направлению оси b . Верхний край трещины имел форму эллипса с полуосями a и b . Как видно из рисунка, даже при увеличении длины оси b в 3 раза существенного изменения напряженного состояния не наблюдается (рис 2.21 в). Таким образом, перераспределение максимума напряжений при утонении стенки до 60 – 70% не происходит.

Полученные данные напряженно-деформированного состояния при малоцикловых нагрузках, вибрации и эрозивно-коррозионном износе, дают возможность предположить о линейности проходящих процессов. Уравнение накопления усталостных повреждений, для определения ресурса, напряженно деформированного трубопровода содержащего локальные дефекты можно представить в виде:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{\sigma_a(t)}{T\sigma_{-1K}^m N_0},$$

где σ_{-1K}^m – напряжение предела выносливости, N_0 , m – параметры кривой усталости (табл. 2.12); T – эффективный период нагружения; $\sigma_a(t)$ – эквивалентная амплитуда напряжений в опасной зоне, подверженной эрозионно-коррозионному износу (табл.2.11). Эквивалентная амплитуда определяется по формуле[74]:

$$\sigma_a = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2}.$$

В таблицах 2.11, 2.12. представлена математическая модель определения ресурса при разных типах нагружения, согласно кодификатору, представленного в разделе 2.1. Математическая модель применима для трубопроводов атомных электростанций, со следующими исходными параметрами: диаметр - от 89 до 1200 мм; материал – сталь 20, аустенитная сталь марки 08X18H10T; среда теплоносителя – вода, пар, вода и пар; рабочая температура – от 20 до 350°C; рабочее давление – до 30 МПа.

Расчет амплитуд эквивалентных напряжений и ресурса при различных типах нагружения.

Код	Эквивалентная амплитуда напряжения	Ресурс трубопровода при различных типах нагружения
01	$\sigma_a = \frac{\sigma_{-1}}{\left[1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \frac{(1+r)}{(1-r)}\right]} \left(\frac{N_0}{N}\right)^m$ <p>где σ_{-1}, σ_B - предел усталости и предел прочности соответственно; r - коэффициент асимметрии цикла; N_0, N - допускаемое и рабочее число циклов; m - коэффициент учитывающий характеристику материала.</p>	<p>EMBED Equation.3</p> $N = \left[\frac{(\varepsilon_a - \sigma_{-1}/E) \#}{\ln\left(\frac{1}{1-\varphi}\right)} \right]^m$ <p>где ε_a - малоцикловая усталость при жестком нагружении; σ_{-1} - предел усталости; E - модуль упругости; φ - коэффициент поперечного сечения.</p>
02	$\sigma_{a, \text{вн}} = \sigma_{ac} \left[1 + \sum_{i=1}^r \left(\frac{f_i}{f_\delta} \right)^{\frac{1+m_e}{m_e}} \left(\frac{\sigma_{npi}}{\sigma_{ac}} \right)^{\frac{1+m_e}{m_e}} \right]^{\frac{m_e}{1+m_e}}$ <p>где $\sigma_{ac}, \sigma_{npi}$ - амплитуда наибольшего и приведенного размаха напряжений соответственно; f_i, f_δ - частота нагружений в i-м микроблоке и число блоков; m_e, m -</p>	$N_i = \left[\frac{(\varepsilon_{ai} - \sigma_{-1}/E) \#}{\ln\left(\frac{1}{1-\varphi}\right)} \right]^m$ <p>где ε_{ai} - малоцикловая усталость при блочном нагружении; σ_{-1} - предел усталости; E - модуль</p>

	коэффициент учитывающий характеристику материала.	упругости; φ - коэффициент поперечного сечения.
--	---	---

Продолжение табл. 2.11

03	$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{ном}} \alpha_{\sigma}; \quad \sigma_{\text{ном}} = P \frac{R^2 + R_0^2}{R^2 - R_0^2}$ <p>где R, R_0, – внутренний и внешний радиусы трубы; P – внутреннее давление в трубопроводе;</p> $\alpha_{\sigma} = 1,2 \left[2 + 2 \left(\frac{R_0}{R} \right)^2 - 2 \left(\frac{R_0}{R} \right)^4 \right]$ <p>- коэффициента концентрации напряжений.</p>	$N = \frac{2}{(n-2)CY^n \pi^{n/2} \Delta \sigma^n} \times \left[\frac{1}{a_o^{\frac{n-2}{2}}} - \frac{1}{a_c^{\frac{n-2}{2}}} \right]$ <p>где n- число циклов до разрушения; C - константа характеризующая циклическое разрушение различных сталей; Y – константа коэффициента интенсивности напряжения; a_o, a_c – параметры трещины при циклическом нагружении.</p>
13	$\sigma_{-1k} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D}$ <p>Здесь σ_{-1} – предел выносливости стандартного образца, а $K_{\sigma D}$ определяется по следующей формуле:</p> $K_{\sigma D} = \alpha_{\sigma} / 0,5 \left[1 + \left(\frac{1}{88,3} \frac{L}{G} \right)^{-\nu \sigma} \right] + \frac{1}{\beta} - 1$	$N = \left[\frac{(\varepsilon_a - \sigma_{-1}/E) A}{\ln \left(\frac{1}{1-\varphi} \right)} \right]^m$ <p>где ε_a - малоцикловая усталость при жестком нагружении; σ_{-1} - предел</p>

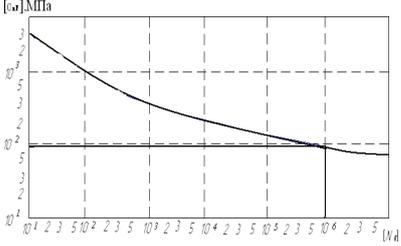
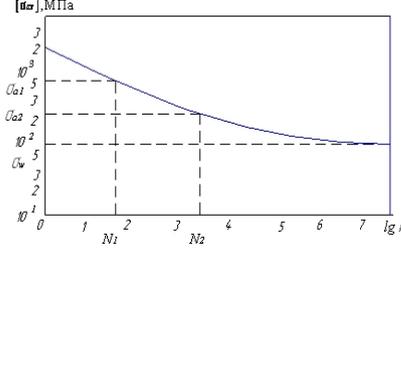
		усталости; E – модуль упругости; φ - коэффициент поперечного сечения.
--	--	---

Продолжение табл. 2.11

23	$\sigma_{a,вн} = \frac{E^T e_c^T}{(4n_N[N])^m} + \frac{R_c^T}{(4n_N[N])^{m_e} + \frac{1+r}{1-r}}$ <p>где E^T, e_c^T - модуль упругости и деформации стали; R_c^T - предел пластичности; n_N – коэффициент запаса по числу циклов; r – коэффициент асимметрии цикла;</p>	$N = \frac{2}{(n-2)CY^n \pi^{n/2} \Delta\sigma^n} \times \left[\frac{1}{a_0^{\frac{n-2}{2}}} - \frac{1}{a_c^{\frac{n-2}{2}}} \right]$ <p>где n- число циклов до разрушения; C - константа характеризующая циклическое разрушение различных сталей; Y – константа коэффициента интенсивности напряжения; a_0, a_c – параметры трещины при циклическом нагружении.</p>
----	--	---

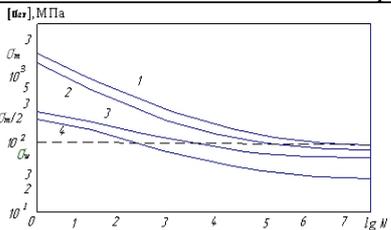
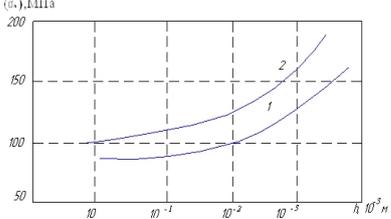
Таблица 2.12

Кривые усталости при различных типах нагружения.

Код	Параметры разных типов нагружения	Кривые усталости при разных типах нагружения	Тип применяемых опор при различных типах нагружения
01	<p>Расчетная кривая усталости сталей. $[N] = 10^6$ - расчетное число циклов для 30 лет работы.</p>		<p>Пружинные опоры и подвески, жесткие опоры и подвески, направляющие опоры, скользящие опоры.</p>
02	<p>Накопленное усталостное повреждение при двух режимах нагружения. Расчетная кривая усталости углеродных и легированных сталей зрахункова крива втоми вуглецевих і легованих сталей з $\sigma_{0,2}^T / \sigma_m^T \leq 0,7$ до $T=623$ К. Схема определения накопленного усталостного повреждения при двух режимах нагружения трубопровода: σ_{a1}, σ_{a2} - соответственно блок нагружения</p>		<p>Пружинные опоры и подвески, направляющие опоры, скользящие опоры, антивибрационные опоры.</p>

	с ресурсом $N1, N2$; σ_w – граница выносливости		
--	--	--	--

Продолжение табл. 2.12

03	Кривые усталости. 1,2 - при симметричных циклах нагружениях; 3,4 - пульсирующих циклах нагружения; 1,3 - в воздухе; 2,4 - коррозионно-активной среде.		Пружинные опоры и подвески, направляющие опоры, скользящие опоры, антивибрационные опоры, демпфирующие опоры.
1 3	Зависимость роста интенсивности напряжений от толщины стенки. 1- для трубопроводов диаметром 89x8 мм. 2- для трубопроводов диаметром 560x34 мм.		Пружинные опоры и подвески, направляющие опоры, скользящие опоры, антивибрационные опоры, демпфирующие

			опоры.
--	--	--	--------

Продолжение табл. 2.12

<p>2 3</p>	<p>Зависимость напряжений в металле трубопровода от частоты вибрации. 1- для стали 08Х18Н10Т; 2- для стали 20.</p>		<p>Пружинные опоры и подвески, направляющие опоры, скользящие опоры, антивибрационные опоры, демпфирующие опоры.</p>
----------------	--	--	--

Модель расчета усталостных повреждений напряженно деформированного трубопровода содержащего локальные дефекты при различных видах нагружения служит основой для построения пошагового алгоритма определения остаточного ресурса трубопровода.

2.3. Пошаговый алгоритм определения остаточного ресурса эксплуатации трубопроводов атомных электростанций

На основе полученных результатов разработан пошаговый алгоритм расчета остаточного ресурса при высокочастотном нагружении трубопроводов, имеющих дефекты в результате эрозионно-коррозионного износа. При расчете учитывается статистический разброс пульсации давления в системе и геометрические размеры экспериментально обнаруженных дефектов.

Рассматриваются отказы трубопроводов, связанные с высокочастотным нагружением и коррозионным износом стенок трубопровода, который количественно учитывается локальным изменением геометрии трубопровода.

Пошаговый алгоритм определения остаточного ресурса заключается в следующем:

Шаг 1. Определение накопления усталостных повреждений.

Для прогнозирования остаточного ресурса трубопровода, содержащего локальные дефекты, рассматривается линейная модель накопления усталостных повреждений.

$$\frac{dz}{dt} = \frac{\sigma_a^m(t)}{T\sigma_{-1K}^m N_0}, \quad (2.1)$$

где σ_{-1K} , N_0 , m – параметры кривой усталости; T – эффективный период нагружения; $\sigma_a^m(t)$ – эквивалентная амплитуда напряжений в опасной зоне, подверженной эрозионно-коррозионному износу.

Шаг 2. Определение эквивалентного напряжения в опасной зоне.

Предполагается $\sigma_a^m(t)$ прямо пропорциональна давлению в трубопроводе P и обратно пропорциональна его толщине $h(t)$ в опасной зоне, что подтверждено расчетными исследованиями,

проведенными для разных участков трубопровода.

$$\sigma_a^m(t) = K \frac{P}{h(t)}. \quad (2.2)$$

Коэффициент пропорциональности K определяется по результатам решения вышеописанной задачи расчета НДС фрагмента трубопровода, содержащего локальный дефект.

Шаг 3. Определение толщины стенки в опасной зоне.

Предполагается, что $h(t)$ – является нестационарной линейной случайной функцией времени t :

$$h(t) = \begin{cases} h_0, & t < t_0 \\ h_0 - v(t - t_0), & t \geq t_0, \end{cases} \quad (2.3)$$

где v – скорость износа, t_0 – момент зарождения дефекта, h_0 – начальная толщина стенки.

При обнаружении дефекта в момент времени t_1 толщина стенки в локальной зоне обозначается через h_1 . Погрешность измерений учитывается заданием плотности вероятности $f(h_1)$ случайной величины h_1 .

По данным измерений в момент времени t_1 и выражения (2.3) можно записать линейное преобразование между случайными величинами t_1 и h_1 .

$$t_0 = t_1 - \frac{(h_0 - h_1)}{v} \quad (2.4)$$

Поскольку преобразование (2.4) является линейным, то плотность вероятности $f(t_0)$ также подчиняется нормальному закону с математическим ожиданием m_{t_0} и дисперсией $\sigma_{t_0}^2$.

$$m_{t_0} = (m_{h_1} - h_0 + vt_1) / v \quad (2.5)$$

$$\sigma_{t_0}^2 = \sigma_{h_1}^2 / v^2 \quad (2.6)$$

Шаг 4. Определение условной плотности вероятности меры повреждений и безотказной работы трубопровода.

Интегрируя выражение (2.1) в пределах $[0,t]$ с учетом выражений (2.3) и (2.4), получаем условную плотности вероятности меры повреждений[95,96]:

$$z(t) = P^m F(t, t_0), \tag{2.7}$$

где
$$F(t, t_0) = \frac{1}{T\sigma_{-1k}^m N_0} \left[t_0 h_0^{-m} - \frac{1}{v(1-m)} \left((h_0 - v(t-t_0))^{1-m} - h_0^{1-m} \right) \right]$$

Выражение (2.7) позволяет определить условную плотность вероятности меры повреждений $z(t)$ в момент времени t , при условии, что зарождение дефекта началось в момент времени t_0 (рис. 2.22).

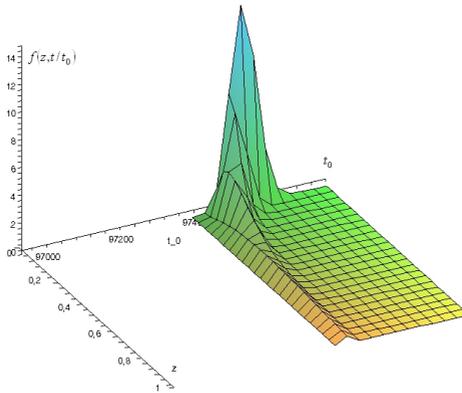


Рис.2.22. Условная плотность вероятности меры повреждаемости $z(t)$ в момент времени t

Условная вероятность безотказной работы $P(t/t_0)$, вероятность безотказной работы $P(t)$ определяются из выражений[97]:

$$P(t/t_0) = \int_0^1 f(z, t/t_0) dz, \quad P(t) = \int_0^1 f(z, t) dz$$

На основе численного интегрирования выражений вероятности безотказной работы $P(t/t_0)$ и вероятности безотказной работы $P(t)$ на рис. 2.23 представлен график условной вероятности безотказной работы $P(t/t_0)$ для различных моментов обнаружения дефекта.

Шаг 5. Определение накопления усталостных повреждений для i -го промежутка времени эксплуатации и границы выносливости.

Предлагается кусочно-постоянная аппроксимация зависимости толщины стенок трубопровода от времени. Поэтому соотношение (2.1) для i -го промежутка времени эксплуатации можно записать в следующем виде:

$$z_i = N_i \frac{\sigma_{ai}^m}{\sigma_{-1ki}^m N_0}, \quad (i = \overline{1, k}), \quad (2.8)$$

где σ_{-1ki} – предел выносливости конструкции для i -го промежутка времени, σ_{ai} – максимальное напряжение в элементе трубопровода.

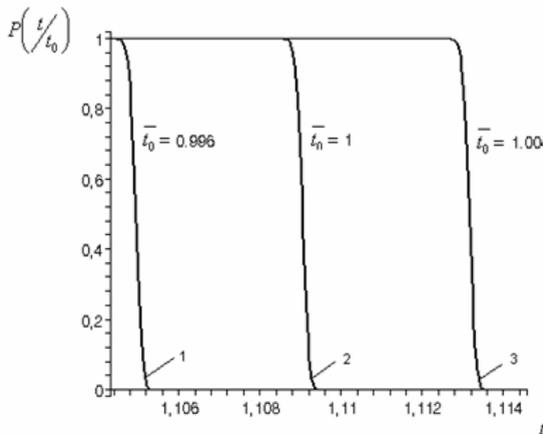


Рис. 2.23. Условная вероятность безотказной работы для разных моментов времени возникновения дефектов

Предел выносливости определяется из следующего соотношения:

$$\sigma_{-1k} = \sigma_{-1i} / K_{\sigma D}, \quad (2.9)$$

где σ_{-1i} – предел выносливости стандартного образца, а $K_{\sigma D}$ определяется по следующей формуле:

$$K_{\sigma D} = \alpha_{\sigma} / \left[0,5 \left[1 + \left(\frac{1}{88,3} \frac{L}{G} \right)^{-v\sigma} \right] + \frac{1}{\beta} - 1 \right], \quad (2.10)$$

где L – периметр сечения, в котором наблюдается концентрация напряжений, α_{σ} – коэффициент концентрации, β – коэффициент, зависящий от материала трубопровода, G – градиент максимальных напряжений:

$$G = \frac{1}{\sigma_{\max}} \frac{\sigma_{\max} - \sigma}{a - a_0}, \quad (2.11)$$

где σ_{\max} – максимальное напряжение в области концентрации, σ – значение напряжения в точке, находящейся на малом расстоянии от точки с максимальным напряжением, $a - a_0$ – разность координат точек, в которых находятся напряжения.

Шаг 6. Определение повреждаемости трубопровода.

Зная предел выносливости элемента трубопровода, можно найти повреждаемость. Число циклов нагружения до разрушения определяется из следующего соотношения:

$$[N_0] = N_0 \sigma_{-1ki}^m / \sigma_{ai}^m, \quad (2.12)$$

где $N_0 = 2 \cdot 10^6$.

Повреждаемость на i -ом промежутке времени будет находиться согласно следующей формуле:

$$a_i = N_i / [N_0] \quad (2.13)$$

Для k пусков суммарная повреждаемость при линейной гипотезе будет выражаться следующей зависимостью:

$$a_k = \sum_{i=1}^k a_i = \sum_{i=1}^k N_i / [N_0] \quad (2.14)$$

Шаг 7. Определение остаточного ресурса трубопровода.

Остаточный ресурс трубопровода определяется через запас по повреждаемости $z = 1 - a$ и среднегодовую повреждаемость $a_c = (1/[N_0] + 1/[N_0]_k) / 2$. Тогда остаточный ресурс трубопровода составит:

$$r_{ост} = z / a_c \quad (2.15)$$

Рассмотрим главный циркуляционный трубопровод АЭС, в котором глубина дефекта составляет 1,8 мм. Для данного трубопровода доминируют нормальные напряжения, которые существенно превышают касательные. Зависимость нормального меридионального напряжения σ_x от координаты узла представлена на рис.2.24.

Как видно из графика, напряжения распределяются симметрично относительно оси трубы. Максимальные напряжения наблюдаются на дне углубления, т.е. в области наибольшего утонения стенок трубопровода.

Аналогичная зависимость нормального окружного напряжения σ_z представлена на рис.2.25. На рис.2.26, 2.27 показаны распределения напряжений σ_y и τ_{yz} .

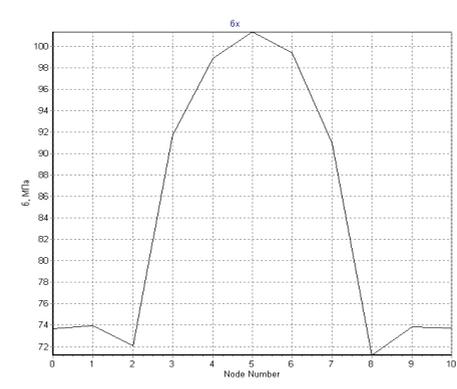


Рис. 2.24. Распределение напряжения σ_x в области дефекта ($\sigma_{\max} = 101,33$ МПа)

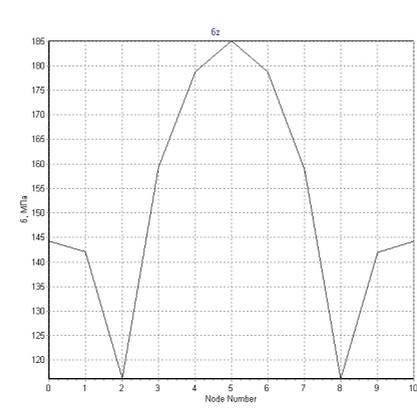


Рис 2.25. Распределение напряжения σ_z в области дефекта ($\sigma_{\max} = 185,07$ МПа)

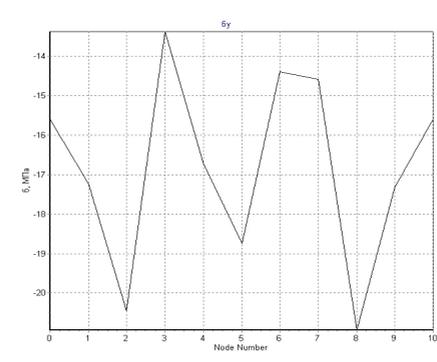


Рис. 2.26. Распределение напряжения σ_y в области дефекта ($\sigma_{\max} = 21$ МПа)

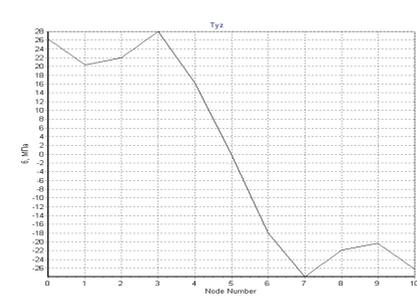


Рис. 2.27. Распределение напряжения τ_{yz} в области дефекта ($\sigma_{\max} = 28$ МПа)

В качестве эквивалентной амплитуды напряжений в соотношении (2.1) берется σ_z . Из приведенных графиков следует, что наиболее значимыми являются нормальные окружные напряжения σ_z , для которых и вычисляется градиент напряжений.

Нахождение номинальных напряжений производится путем осреднения арифметических значений напряжений, находящихся вне области концентрации. Коэффициент концентрации

вычисляется как отношение максимального напряжения к номинальному.

Для средних номинальных $\sigma_{nom} = 116,24$ МПа и максимальных напряжений $|\sigma_{max}| = 185,07$ МПа, коэффициент концентрации $\alpha_{\sigma} = 1,59$.

Для рассматриваемого трубопровода:

$\sigma_{max} = 159,27$ МПа, $\sigma = 116,31$ МПа, $a = 0,014$ м, $a_0 = 0,021$ м,

$L = 2\pi(r_1+r_2) = 3,14 \cdot (560+560-34) = 3,41$ м;

Из соотношения (2.11) находится градиент напряжений: $G = 38,68$.

Из выражения (2.10) суммарный коэффициент концентрации равен $K_{\sigma D} = 1.2$, а предел выносливости всей конструкции в соответствии с формулой (2.9): $\sigma_{-1k} = 133,4$.

В табл. 2.13 представлена зависимость числа циклов до разрушения от толщины стенки трубопровода в области концентрации.

Таблица 2.13
Зависимость числа циклов от глубины дефекта

№	h_i , мм	N_{0i} , циклов	№	h_i , мм	N_{0i} , циклов
1	1,8	8515	9	4,2	225
3	2,4	1946	11	4,8	151
5	3,0	832	13	5,4	113

Рассмотрим частный случай, при котором осуществлялось 10 пусков в году. Рассматривается временной промежуток, в котором предполагается постоянное значение предела выносливости, равный 1 году. Повреждаемость на первом временном участке, согласно формуле (2.13), равна $a_1 = 0,00117$. Суммарная повреждаемость определяется из соотношения (2.14): $a = 0,63$. Запас повреждаемости будет равен $z = 0,37$, а среднегодовая повреждаемость $a_c = 0,05$. Тогда остаточный ресурс трубопровода составит $r_{ост} \approx 7$ лет согласно соотношению (2.15).

Таким образом, на основе проведенных численных исследований была разработана методика расчета остаточного ресурса при многоциклового усталости трубопроводов, имеющих дефекты в результате эрозионно-коррозионного износа. Также рассматривался частный случай расчета остаточного ресурса, при котором предлагалась кусочно-постоянная аппроксимация зависимости толщины стенки трубопровода в области дефекта от времени. Предполагалась линейная гипотеза накопления усталостных повреждений. Было установлено, что максимальные напряжения возникают в областигиба трубопровода, однако, как показали расчеты, более опасной с точки зрения накопления усталостных повреждений оказалась область дефекта [78].

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Экспериментальные исследования выполнялись на Южноукраинской и Ровенской атомной электростанции. Задачи экспериментов – выяснение правомерности некоторых предположений, принятых в теоретических исследованиях, определение достоверности теоретически полученных результатов путем их сравнения с независимыми опытными данными, и получение справочно-нормативных данных, обеспечивающих основу создания стандартов по определению эксплуатационной безопасности трубопроводов АЭС на основе оценки их ресурса.

3.1. Методика проведения исследований

Методика экспериментальных исследований предполагала:

1. Обоснование выбора конструкции, материалов и сечений трубопроводов для проведения измерений при натуральных исследованиях [79].

2. Выбор приборов и оборудования для проведения экспериментальных исследований [80,81].

3. Измерение пульсаций давления в трубопроводе на разных участках для определения детерминированных частот возмущения.

4. Сравнение экспериментальных данных амплитудно-частотных характеристик трубопровода с их расчетными данными для построенной трехмерной оболочечной модели трубопровода.

5. Анализ амплитудно-частотных характеристик трубопровода, с целью отстройки от детерминированных частот возмущения, за счет установки дополнительных опор различного типа, для повышения эксплуатационную безопасность

трубопроводных систем.

3.1.1. Конструкции и материалы.

Натурные исследования проводились на трубопроводе ГЦТ, дренажном трубопроводе подогревателя высокого давления (ПВД) в подогреватель низкого давления (ПНД), трубопровода сливных насосов к ПНД-3 блоков №1,2, Южноукраинской АЭС, трубопроводов системы аварийного охлаждения зоны реактора (САОЗ) блоков №1,2 Ровенской АЭС. При выборе трубопроводов исходили из требования, что материал, из которого они изготовлены, по своим физико-механическим свойствам должны соответствовать материалам, которые применяются на атомных станциях. Кроме этого трубопроводы должны отвечать условиям технологичности, а именно: возможности проведения экспериментальных исследований непосредственно на трубопроводе, т.к. трубопроводы АЭС имеют сложную конфигурацию и не все участки доступны для предполагаемых исследований. Класс безопасности, трубопроводов для натурных исследований должен соответствовать 1, 2 или 3 классу, т.е. те трубопроводы, которые подверженные различным видам нагрузки и важные в системе обеспечения эксплуатационной безопасности.

Материал трубопровода ГЦТ – аустенитная сталь 08X18H10T. Диаметр трубопровода - 540 мм, толщина стенки трубопровода – 34 мм. Химический состав материала трубопровода представлен в таблице 3.1 [102].

Таблица 3.1

Химический состав стали 08X18H10T, % (ГОСТ 5632-72)

C	Si	Mn	Cr	Ni	Ti	S	P	Cu
Не более						Не более		
0,08	0,8	2,0	17,0- 19,0	9,0- 11,0	0,7	0,02	0,035	0,3

Класс безопасности 2, подвержен вибрационным и малоцикловым нагрузкам, что непосредственно влияет на

механические свойства металла трубопровода. Сотрудниками Южноукраинской атомной станции были проведены дополнительные исследования механических свойств металла трубопроводов через 100, 150 и 200 тыс. часов эксплуатации. Механические свойства материала, согласно ГОСТ 11068-81 [102], «Норм расчета ...» ПНАЭ Г-7-002-86 [22], технических условий для трубопроводов ТУ 0714 Е051 и после дополнительных испытаний через 100, 150 и 200 тыс. часов эксплуатации представлены в таблице 3.2 (температура испытаний 20° и 350°С). Представленные результаты механических испытаний показывают, что механические свойства металла трубопровода ГЦТ после 200 тыс. часов эксплуатации снизились, но не менее допустимых значений.

Таблица 3.2

Механические свойства материала трубопровода ГЦТ
(сталь 08Х18Н10Т)

	Предел прочности R_m , МПа		Предел текучести $R_{p0,2}$, МПа		Относительное удлинение A , %		Относительное сужение Z , %	
ГОСТ 11068-81 (не менее)	510	31 2	216	177	35	26	55	51
ТУ 0714 Е051 (не менее)	491	30 3	196	167	37	24	55	51
ПНАЭ Г-7-002-86 (не менее)	513, 9	35 6	240	168	40	24	60,5	51,5
Результаты испытаний металла после 100 тыс. часов эксплуатации,	532, 7	37 9	259	245	51	34	65	58,6
Результаты испытаний металла после 150 тыс. часов эксплуатации	526, 8	36 7	244	226	66	-	70	-
Результаты испытаний	521	36 0	240	221	67	-	73	-

металла после 200 тыс. часов эксплуатации								
---	--	--	--	--	--	--	--	--

Материал трубопровода САОЗ – аустенитная сталь 08X18H12Т. Класс безопасности 1, подвержен значительному вибрационному нагружению и относится к элементам повышенной опасности. Диаметр трубопровода - 273 мм, толщина стенки трубопровода – 11 мм, а также 108 мм, толщина стенки трубопровода – 5 мм. Химический состав материала трубопровода представлен в таблице 3.3.

Таблица 3.3

Химический состав стали 08X18H12Т, % (ГОСТ 5632-72)

C	Si	Mn	Cr	Ni	Ti	S	P	Cu
Не более						Не более		
0,08	0,8	2,0	17,0- 19,0	9,0- 11,0	0,9	0,02	0,035	0,3

Материал дренажного трубопровода от ПНД в ПВД, трубопровода сливных насосов к ПНД-3 и трубопровода сливного коллектора статора генератора – сталь 20. Диаметр трубопровода – 426 мм, толщина стенка – 14 мм, 630 мм толщина стенка – 12 мм и 89 мм при толщине стенки 4 мм. Класс безопасности – 3. Химический состав материала представлен в таблице 3.4.

Таблица 3.4

Химический состав стали 20, % (ГОСТ1050-74)

C	Si	Mn	Cr	S	P	Cu	Ni	As
Не более								
0,17- 0,24	0,17- 0,37	0,35- 0,65	0,2 5	0,0 4	0,03 5	0,2 5	0,2 5	0,6 5

Механические свойства материала (ГОСТ 10704-76) представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5

Механические свойства материала (сталь 20) трубопровода от ПНД
в ПВД.

Температура испытаний	Временное сопротивление, Па	Предел текучести, Па	Относительное сужение, %	Коэффициент линейного расширения, 1/К	Коэффициент Пуассона	Модуль упругости Н/м ²
	R_m^T	$R_{p0,2}^T$	Z^T	α^T	μ	E^T
350°C	400·10 ⁶	210·10 ⁶	38	1,22·10 ⁻⁵	0,3	19,6
20°C	410·10 ⁶	220·10 ⁶	40	1,15·10 ⁻⁵	0,3	20,4

Данные материалы являются типовыми для конструкций трубопроводных систем атомных электростанций, а конструкции трубопроводов позволяют провести предполагаемые экспериментальные исследования.

3.1.2. Приборы и оборудование.

Средства измерительной техники и другие технические средства, применяемые на АЭС, по своим техническим характеристикам (параметрам питания, защищенности от внешних воздействующих факторов и т. д.) соответствуют требованиям действующих норм и правил в атомной

энергетике [83].

Для измерения величин пульсаций давления, необходимых для подтверждения правомерности настоящих исследований, предложен дифференциальный метод, основанный на использовании дифманометра типа ДДП-4 с потенциометрическим преобразователем. Выбор данного метода основан на том, что существующие методы измерения пульсирующего давления либо не позволяют иметь границу измерений ниже 15-20 Гц, что снижает точность исследования, либо предназначены для газовых сред, и поэтому они непригодны для измерения пульсаций давления двухфазной среды (вода и пар) в трубопроводах, где требуется измерения пульсаций давления, имеющих частоту порядка 0,5-20 Гц. Предельное значение перепада давления измеряемого дифманометром составляло $3 \cdot 10^5$ Па, с погрешностью не более 3%. Преобразователь дифманометра подключался к внешнему полумосту R2-R4 и питался стабилизированным напряжением (рис.3.1). Аналоговый сигнал преобразовывался аналого-цифровым преобразователем 1 и производилась запись на регистрирующем устройстве 2.

Расчетная и экспериментальная проверка отсутствия влияния акустических свойств дифманометра и присоединенной системы на результаты измерений выполнялась согласно методике, приведенной в работе [84]. Экспериментальная проверка амплитудно-частотной характеристики акустической системы передачи давления выполнялась на стенде со сжатым воздухом, согласно методике [85]. Возмущение по давлению ($p=3 \cdot 10^5$ Па) длительностью 0,8 с создавалось быстродействующим электромагнитным золотником, время открытия которого измерялось электросекундомером.

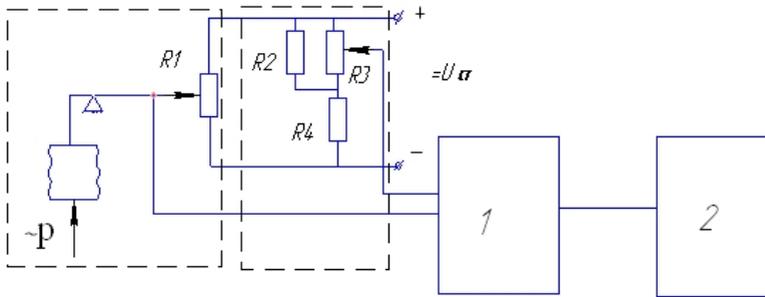


Рис.3.1. Схема измерения пульсаций давления.

$R1$ - потенциметрический преобразователь дифференциального датчика ДДП-4; $R2-R4$ –полумост; 1- аналого-цифровой преобразователь; 2- регистрирующее устройство.

Подготовка к измерениям по схеме изображенной на рис.3.2, проводилась в следующем порядке: 1) Вентили 3 и 6 открывались полностью, а вентиль 5 – частично (на 15%). После открытия вентиля 4 пароводяная смесь, поступающая из дренажного трубопровода, сжимала воздух в сосуде 2, а частичное перекрытие вентиля 5 обеспечивало одновременный рост давлений в обеих ветвях дифманометра 1; 2) Вентиль 5 полностью открывался, и схема выдерживалась некоторое время (8-10 с) для конденсации паровой фазы. Перед началом измерений воздух удалялся через продувочные пробки 7; 3) После окончания измерений вентиль 4 закрывался, давление сбрасывалось одновременным открытием пробок 7, а сосуд 2 дренировался вентилем 8.

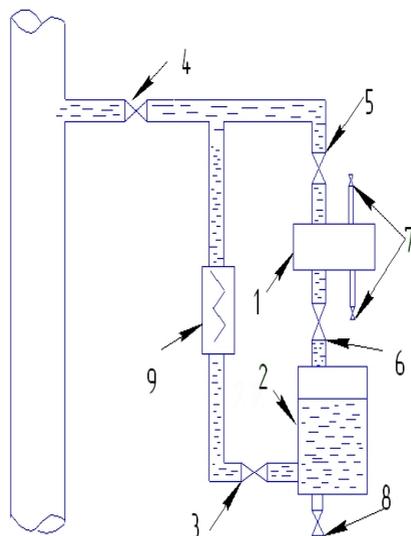


Рис.3.2. Гидравлическая схема включения сифонного дифманометра:

1 – дифманометр; 2 – демпфирующий сосуд; 3 – вентиль сосуда; 4 – вентиль на отборной трубке; 5,6 – вентили дифманометра; 7 – продувочные пробки; 8 – дренажный вентиль; 9 – резьбовая демпфирующая вставка.

Для определения амплитудно-частотных характеристик вибрационного состояния проводился контроль колебаний трубопроводов на стационарном и переходном режимах. Для этой цели использовались пьезоэлектрические акселерометры, выпускаемые фирмой Брюль и Кьер, работающие в широком диапазоне амплитуд и частот (Рис.3.3)[106].



Рис.3.3. Акселерометр.

Пьезоэлектрический акселерометр предназначен для измерения механических колебаний в диапазоне от 1 до 10000 Гц. Погрешность измеряемого параметра составляет $\pm 2,2\%$ при неравномерности амплитудно-частотной характеристики $\pm 3,8\%$.

Схема измерения приведена на рис.3.4. Запись колебаний осуществлялась на персональный компьютер.

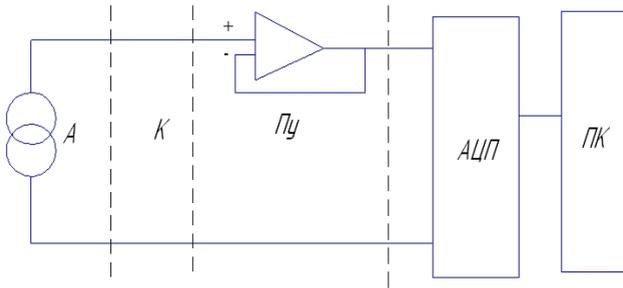


Рис. 3.4. Схема измерения: А- акселерометр; К- соединительный кабель; Пу- предварительный усилитель; АЦП-аналого-цифровой преобразователь; ПК- персональный компьютер.

Калибровка пьезоэлектрического акселерометра проводилась на специальном вибростенде, который показан на рис. 3.5. Характеристики вибростенда: амплитуда ускорений

механических колебаний равна 100 м/с², диапазон частот от 1 до 100000 Гц, а их фиксированная частота составляет 30 Гц.

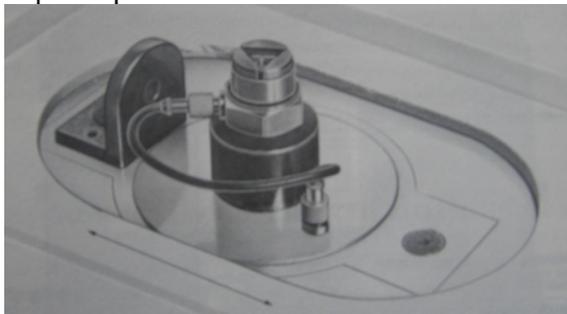


Рис.3.5. Общий вид установки пьезоэлектрического акселерометра на вибростенде.

Измерения амплитудно-частотных характеристик трубопровода проводились на поверхности трубопровода по трем составляющим осей координат (Рис.3.6): X1 (O) – горизонтально-осевая составляющая; X2 (П) – горизонтально-поперечная составляющая; X3 (В) – вертикальная составляющие. Частота вибрации трубопроводов f измеряется в герцах.

Результирующая амплитуда X определялась по формуле:

$$X = \sqrt{X1^2 + X2^2 + X3^2}.$$

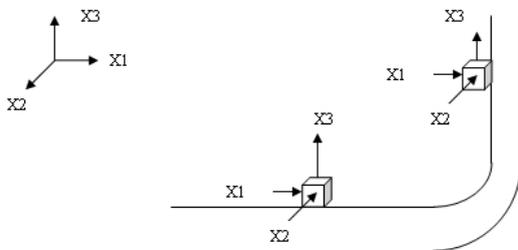


Рис. 3.6. Схема установки датчиков для измерения вибрации на трубопроводе: X1 – продольная; X2 – поперечная; X3 – вертикальная составляющие.

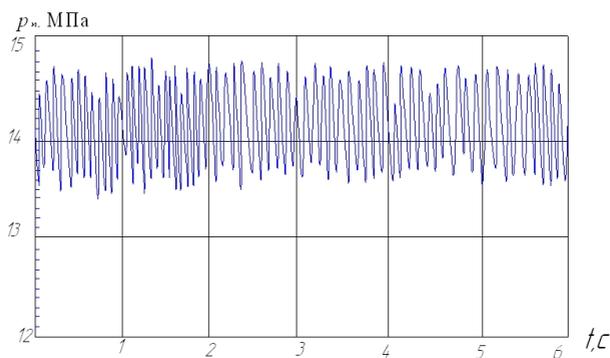
Все измерения проводились непосредственно на

трубопроводах Южноукраинской и Ровенской атомных электростанциях.

3.2. Экспериментальное определение пульсаций давления в трубопроводе

Измерения пульсаций давления проводились при стационарном и переходном режимах эксплуатации в трех сечениях (А, Б, В) трубопровода ГЦТ (рис. 2.5). Анализ пульсаций давлений на стационарном режиме, представлен на рис. 3.7 -3.9.

По результатам измерения пульсаций давления в трех сечениях на протяжении 6 секунд, видно (рис. 3.7-3.9), что случайные величины давления – эргодический, стационарный процесс, поэтому средние значения частот и амплитуд определялись только одной, достаточно длительной, реализации этого процесса.



3.7. Вид осциллограммы пульсаций давления на стационарном режиме трубопровода ГЦТ в сечении А (рис. 2.5).

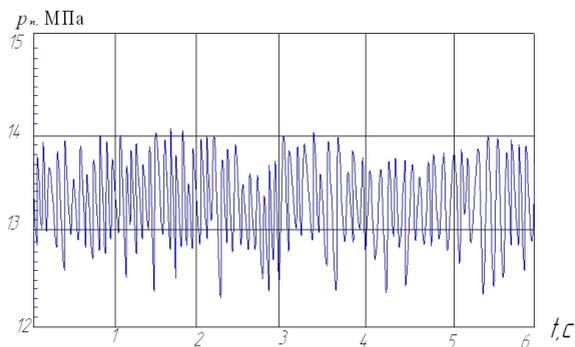


Рис.3.8. Вид осциллограммы пульсаций давления на стационарном режиме трубопровода ГЦТ в сечении Б (Рис.2.5)

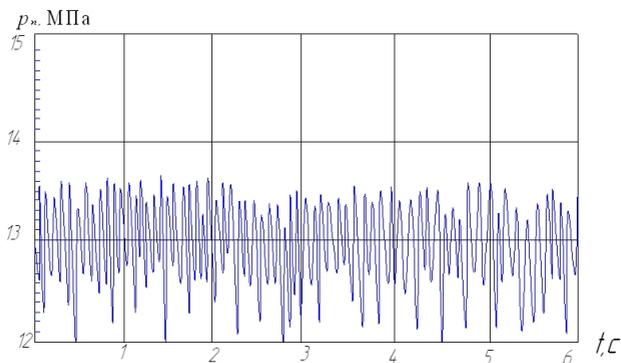


Рис.3.9. Вид осциллограммы пульсаций давления с на стационарном режиме трубопровода ГЦТ в сечении В (Рис.2.5)

На переходных режимах эксплуатации наблюдаются пульсирующие колебания давления, которые представлены на рис. 3.10-3.12. Как видно из рисунков амплитуда пульсаций давления составляет 1,0-2,0 МПа. Такие пульсации давления на резонансных частотах приводят к значительным колебаниям трубопровода. Опытные значения амплитуд и частот пульсаций давления на стационарном и переходном режимах эксплуатации представлены в таблице 3.6.

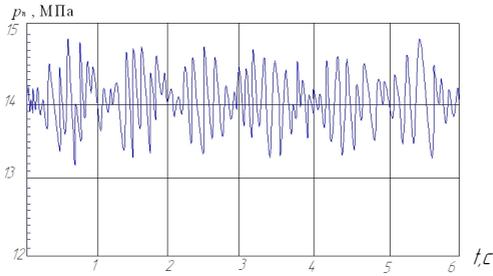


Рис.3.10. Вид осциллограммы пульсаций давления на переходном режиме трубопровода ГЦТ в сечении А (рис.2.1)

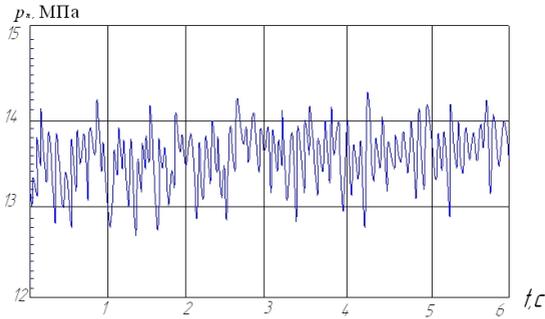


Рис.3.11. . Вид осциллограммы пульсаций давления на переходном режиме трубопровода ГЦТ в сечении Б (рис.2.1)

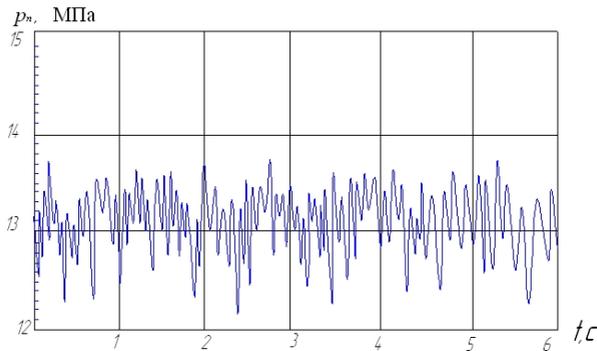


Рис.3.12. . Вид осциллограммы пульсаций давления на переходном режиме трубопровода ГЦТ в сечении В (рис.2.1)

Таблица 3.6

Амплитудно-частотные характеристики пульсаций давления

Сечение	Среднее значение давления (P _n), МПа	Режим	Амплитуда (P _n), МПа	Частота (f), Гц	Режим	Амплитуда (P _n), МПа	Частота (f), Гц
А	14,1	Стационарный	0,6	11-13	Переходной	0,9	9-11 (1)
Б	13,5	Стационарный	0,6	12-13	Переходной	1	10-13 (0,5)
В	12,8	Стационарный	0,75	12-13	Переходной	1	11-13 (0,7)

Экспериментальные данные подтвердили правомерность теоретических относительно возникновения наибольших давлений в области гиба. Среднее значение давления в сечении А (находящегося на гйбе трубопровода) составила 14,1 МПа, и вызывают наибольшие накопления усталостных напряжений

3.3. Определение амплитудно-частотных характеристик трубопровода

Для подтверждения расчетных исследований были проведены измерения вынужденных колебаний трубопровода ГЦТ. Для этого на трубопровод, близгиба трубопровода, были установлены акселерометры согласно схеме (рис. 3.6) и определены первые восемь собственных частот. Это связано с тем, что в данных исследованиях, необходимо знать, не входит ли колебательная система (в данном случае трубопровод) в резонанс, т.е. не совпадают ли собственные и вынужденные (детерминированные) частоты трубопровода. Частоту детерминированных частот возмущения определяет частота гидродинамических сил, определяемая количеством лопаток Z рабочего колеса главного циркуляционного насоса:

$$f = Zn / 60 \text{ Гц}$$

где Z – число лопаток рабочего колеса, n – число оборотов вала.

При числе лопаток $Z=24$ и числе оборотов вала $n=80 \text{ с}^{-1}$ частота гидродинамических сил составляет 32 Гц. Результаты измерений вынужденных частот колебаний представлены в таблице 3.7.

Таблица 3.7

Результаты измерений вынужденных колебаний трубопровода ГЦТ

№ формы	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	P ₇	P ₈
Гц	8, 2	13,6 5	24,6 5	50, 0	56,2 5	65,5 0	73,1 2	81,2 0

Анализ экспериментальных и расчетных амплитудно-частотных характеристик трубопровода ГЦТ представленных на рис. 3.13 показал, что наибольшая амплитуда вынужденных колебаний лежит в области первой формы на частоте 8 Гц. Численные величины

амплитуды колебаний (вибрации) представлены в таблице 3.8.

Полученные данные имеют высокую сходимость (погрешность составила 10%), что подтверждает правомерность предложенной оболочечной модели трубопровода для расчета остаточного ресурса.

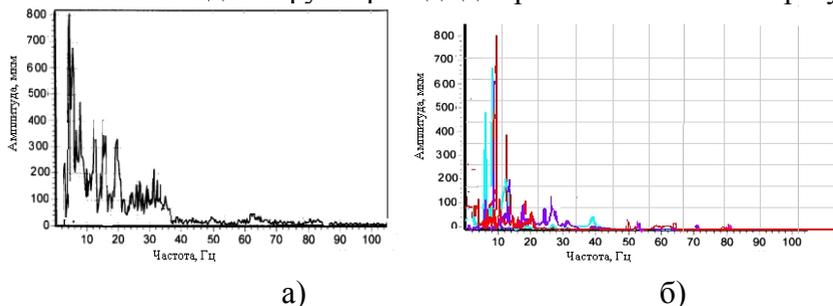


Рис. 3.13. Экспериментальные (а) и расчетные (б) амплитудно-частотные характеристики трубопровода ГЦТ.

Таблица 3.8

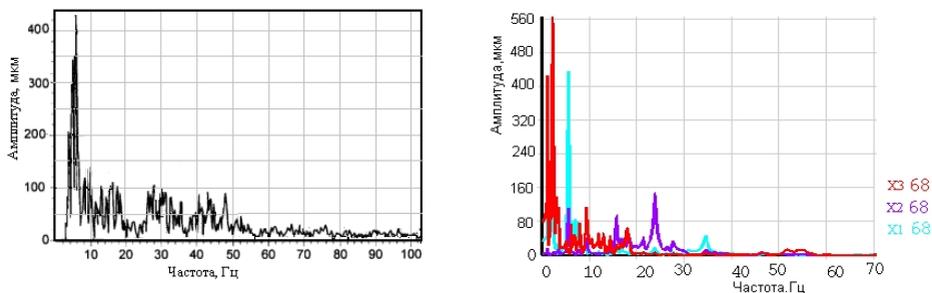
Расчетные и экспериментальные значения амплитуд колебаний трубопровода ГЦТ

Частота (Гц)	8,2	13,6	24,6	50,	56,2	65,5	73,1	81,2
Расчетные значения амплитуды колебания (мкм)	800	495	403	360	30	17	3	1
Экспериментальные значения амплитуды колебания (мкм)	790	489	395	290	22	15	2	2

Аналогичные исследования по определению амплитудно-

частотных характеристик были проведены для трубопроводов ПВД в ПНД и сливного коллектора статора генератора. Определены амплитудно-частотные характеристики вынужденных и собственных колебаний трубопроводов расчетным и экспериментальным путем. Анализ амплитудно-частотных характеристик показал высокую сходимость расчетных и экспериментальных значений (погрешность 5-7%) .

Для определения собственных частот и отстройки от резонанса требуется проведение измерений колебаний трубопровода. Была построена оболочечная модель трубопровода и рассчитаны амплитудно-частотные характеристики, а также проведены экспериментальные исследования по определению АЧХ. На диаграммах (Рис.3.14) приведены результаты исследований амплитудно-частотные характеристики дренажного трубопровода ПВД в ПНД.



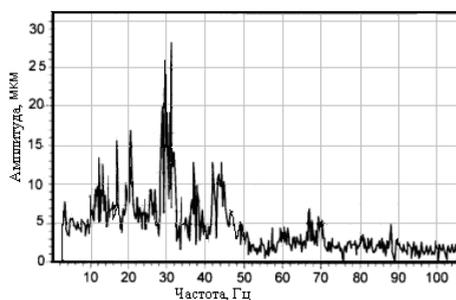
а

б

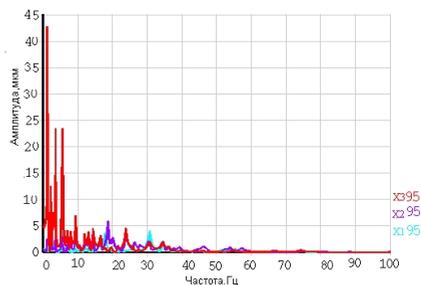
Рис. 3.14. Экспериментальные (а) и расчетные (б) амплитудно-частотные характеристики дренажного трубопровода ПВД в ПНД.

Как видно из диаграмм на частоте 5-8 Гц возникают значительные вибрации с амплитудой колебаний 450-490 мкм. Для повышения эксплуатационной безопасности трубопровода предлагается установка дополнительных опор с целью снижения

амплитуды колебаний. Алгоритм расчета антивибрационной опоры и выбор места их установки приведены в разделе 4. На рис. 3.15 приведены диаграммы полученные расчетным, для оболочечной модели трубопровода, и экспериментальным путем, снятые непосредственно на трубопроводе, после установки дополнительных опор. Расчетные и экспериментальные данные имеют высокую сходимость – 90%. Погрешность в 10% является допустимой для проведенных исследований и обуславливается тем, что расчетные исследования проводятся для идеальной модели трубопровода без учета изменений механических свойств металла в процессе эксплуатации.



а



б

Рис. 3.15. Экспериментальные (а) и расчетные (б) амплитудно-частотные характеристики дренажного трубопровода ПВД в ПНД после установки антивибрационных опор.

Для сравнения АЧХ до и после установки антивибрационных опор на рис. 3.16 представлены кривые изменения амплитуды колебаний трубопровода ПНД-3 в ПНД-4. Как видно из диаграммы амплитуда колебаний после установки опор снизилась на порядок.



Рис.3.16. Диаграмма амплитуд колебаний трубопровода ПНД-3 в ПНД-4 до и после установки дополнительных опор

С целью повышения эксплуатационной безопасности и получения данных для создания проекта стандарта методики проведения вибрационного обследования трубопроводов АЭС были проведены дополнительные экспериментальные исследования на трубопроводе коллектора охлаждения статора генератора ТВВ-1000-2УЗ блок № 3 ЮУ АЭС.

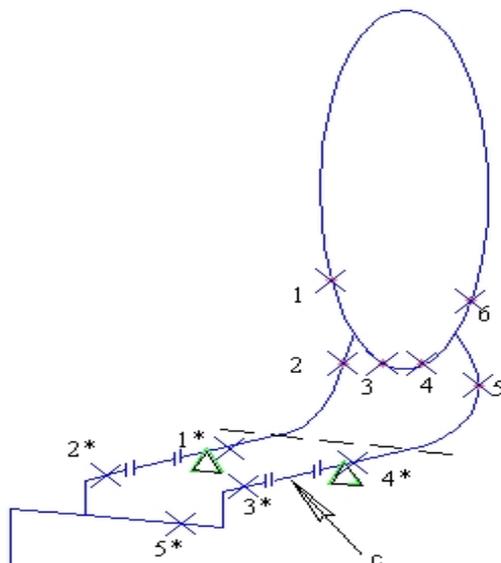


Рис.3.17. Схема сливного коллектора: сечения измерения

вибрации внутренней и наружной части сливного коллектора: 1-6,1* -5* Δ- дополнительные опоры; С – место установки сиффона.

Генератор ТВВ-1000-2У3 зав.№ 17576 (ЛПО "Электросила") введен в эксплуатацию в сентябре 1989 г. Вибрационные нагрузки действующие на трубопровод привели к трещинам в стыках полуколец напорного коллектора и, как следствие, нарушению герметичности коллекторов охлаждения дистиллята и их патрубков [2]. Лабораторией диагностики металла ЮУ АЭС исследованы физико-механические свойства материала сливного коллектора с проведением цветной дефектоскопии, при этом выявлено наличие пор и трещин в материале. В связи с этим были выполнены замеры вибрации наружной части участков напорного и сливного коллекторов охлаждения статора генератора. Схема сливного коллектора с местами проведения измерений представлена на рис. 3.17. Уровни вибрации напорной части коллектора составляли порядка 10-20 мкм, сливного коллектора – 50-170 мкм.

Для определения реальных вибраций внутри корпуса генератора № 3 ЮУ АЭС были установлены датчики вибрации на кольцевой части коллектора слива охлаждающей воды генератора. Замер вибрации осуществляется в мкм. При пуске энергоблока после ремонта и после вывода энергоблока на номинальные параметры был произведен контрольный замер уровня вибрации коллектора в каждой точке (отмечены уровни от 50 до 350 мкм). В процессе эксплуатации аппаратура позволяла отслеживать изменения вибрации в различных сечениях и давала возможность выявлять возникновение и тенденцию развития дефектов крепления кольцевой части коллектора, а также определять зависимость вибрации от эксплуатационных факторов.

Уровни вибрации отдельных контрольных сечений во время эксплуатации после установки системы виброконтроля не были постоянными и, через некоторое время, превысили допустимые

значения, установленные заводом-изготовителем. Так вибрация сечения № 3 при допуске 385 мкм достигала значения 439 мкм, а вибрация сечения № 4, первоначально находящейся на границе допуска (201 мкм) достигла значения 230 мкм. При этом были отмечены довольно высокие уровни вибрации сечений кольцевой части коллектора и внешних трубопроводов (кольцевая часть - до 400 мкм, внешняя часть - 100 мкм на частоте 100 Гц).

Была выполнена работа по определению зависимости вибрационного состояния кольцевой части сливного коллектора от активной и реактивной нагрузки генератора. Отмечено, что при увеличении активной нагрузки генератора вибрация кольцевой части на сливе резко растет и достигает своих максимальных значений при уровне 850 - 900 МВт (Рис.3.17).

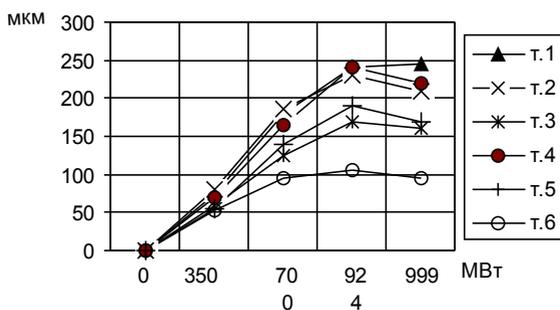


Рис.3.17. График изменения вибрации внутренней части сливного коллектора в зависимости от активной мощности.

Расчетный анализ показал, что кольцевой участок сливной части коллектора не рассчитан на номинальную нагрузку (исходя из вибропрочности его материала, допустимая мощность эксплуатация до $N_{эл} = 800$ МВт). При работе генератора с нагрузкой выше 800 МВт величина виброперемещений кольцевой части сливного коллектора увеличивается с 14 - 18 мм/с до 45 - 65 мм/с.

По проведенным исследованиям были сделаны следующие выводы:

- 1) появление вибрации на внешних трубопроводах с

частотой 100 Гц связано только с вибрацией кольцевого коллектора;

2) с учетом фактов отсутствия резонансов, как на внешних, так и на внутренних трубопроводах, раскрепление трубопроводов неподвижными опорами увеличивает жесткость системы, что приводит к снижению вибропрочности;

3) требуется реконструкция сливных и напорных коллекторов внутри генератора с применением специальных методов демпфирования - установка сильфонов, гибких армированных рукавов для развязки коллектора и внешних трубопроводов или установка специальных амортизаторов между статором и коллектором.

В связи с тем, что изменение геометрических размеров кольцевой части коллектора (увеличение) не представляется возможным по условию размещения его внутри статора генератора, было принято решение о реконструкции за счет усиления лобовых частей обмотки статора и изменения конструкции крепления кольцевой части коллектора к нажимной плите (смонтирована конструкция, обеспечивающая большее демпфирование).

Для увеличения надежности узла трубопровода сливного коллектора "коллектор-патрубок" на ЮУ АЭС были выполнены следующие работы:

- реконструкция узла "коллектор-патрубок" для увеличения жесткости крепления коллекторов в районе патрубков и самих патрубков;

- замена участков сливных коллекторов и патрубков новыми секциями (цельноковаными);

- раскрепление внешних трубопроводов системы охлаждения статора (установка дополнительных опор).

После проведенной реконструкции на протяжении двух лет проводился контроль вибрационного состояния. Вибросостояние наружной и внутренней частей сливного коллектора

представлено в таблицах 3.9 и 3.10.

Таблица 3.9

Вибросостояние внутренней кольцевой части сливного коллектора до и после реконструкции (в мкм)

№ сечения измерения вибрации охлаждения статора генератора №3	1	2	3	4	5	6
Амплитуда вибрации до реконструкции (мкм)	10 7	12 8	43 9	15 8	11 8	15 8
Амплитуда вибрации после реконструкции (мкм)	50	21	30	22	24	39

Таблица 3.10

Величина виброперемещений наружной части сливного коллектора после реконструкции (мм/с)

№ сечения измерения вибрации охлаждения статора генератора №3	1*	2*	3*	4*	5*
Величина виброперемещений после реконструкции (мм/с)	7,42	3,2	2,2	11,6	4,5

Зависимость изменения вибрации внутренней части сливного коллектора от активной мощности после реконструкции представлена на рис. 3.18.

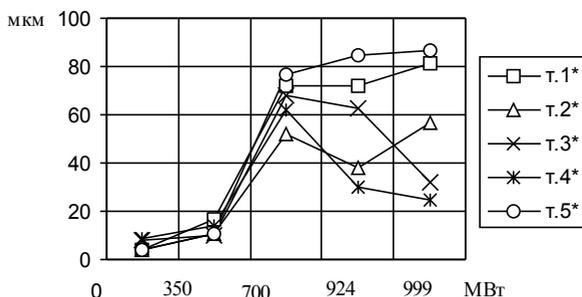


Рис.3.18. Диаграмма изменения вибрации сливного коллектора в зависимости от активной мощности (после реконструкции).

До реконструкции вибросостояние сливного коллектора характеризовалось повышенными уровнями вибрации от 140 мкм до 439 мкм на кольцевой части (максимальная вибрация в точке №3) и 107 мкм на нажимной плите (сечение №1). После выполнения конструктивных работ отмечено значительное снижение вибрационного нагружения коллектора (максимальный уровень вибрации отмечен в сечении №5 -87 мкм) при практически неизменной вибрации на нажимной плите.

Таким образом, были проведены экспериментальные исследования определения амплитудно-частотных характеристик вибрационного нагружения на трубопроводах различной конструкции и материалов Южноукраинской АЭС. Данные исследования подтвердили правомерность расчетных исследований, которые основывались на построении оболочечной модели трубопровода для определения их АЧХ. Предложены способы повышения эксплуатационной безопасности путем установки дополнительных опор и реконструкции отдельных участков трубопровода для снижения амплитуды колебания. Высокая сходимость полученных экспериментальных и расчетных исследований вибрационного нагружения после реконструкций подтверждает правомерность теоретически

полученных результатов.

3.4. Расчетно-экспериментальная оценка амплитудно-частотных характеристик трубопроводов

Снижение вибрационной нагрузки трубопроводных систем энергетических установок путем рациональной расстановки опор, применением демпфирующих устройств, изменением геометрии и др., позволяет продлить сроки эксплуатации энергооборудования и повысить эксплуатационную безопасность работы АЭС.

Автором проведены расчетно-экспериментальные исследования вибрационного состояния трубопроводов системы аварийного охлаждения зоны реактора 1,2,3 систем безопасности. Исследования проводились на Ровенской атомной электростанции, энергоблоке №2, мощность которого 440 МВт. Выбор данной трубопроводной системы для натурных исследований обусловлен тем, что необходимо было подтвердить теоретические утверждения о возможности использования предложенной математической модели на всех АЭС Украины для энергоблоков различной мощности (440 и 1000 МВт) и трубопроводных систем различной конфигурации и класса безопасности.

Для проведения расчетных исследований была построена оболочечная модель трубопроводной системы САОЗ с распределенными силами, воздействующими на него (рис. 3.19) и определена ее интенсивность напряжения. Следующим этапом были рассчитаны амплитудно-частотные характеристики трубопроводной системы.

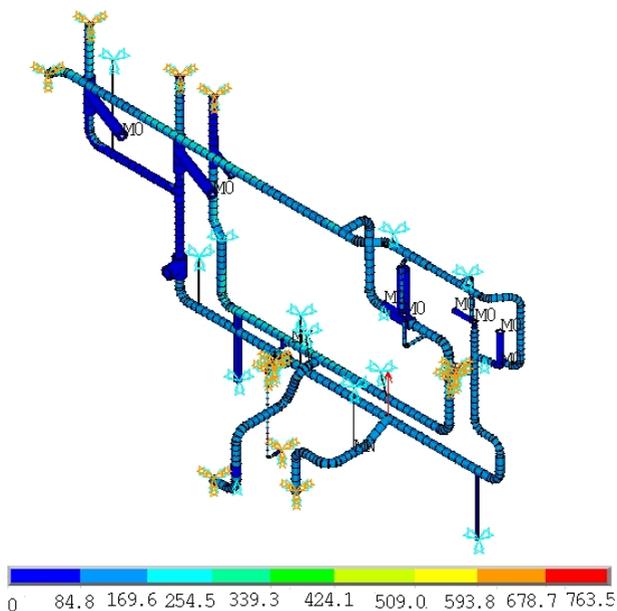
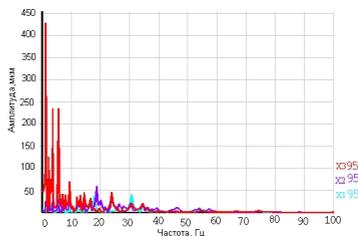
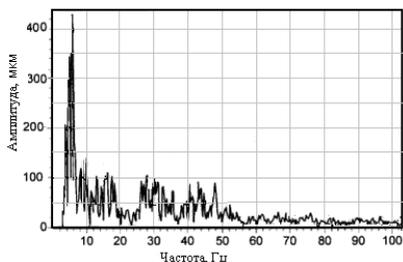


Рис.3.19. Модель трубопроводной системы CAOЗ.

Далее проведены экспериментальные исследования по определению амплитудно-частотных характеристик трубопроводной системы и выполнен сравнительный анализ полученных данных с расчетными значениями (рис. 3.20). Анализ показал, что полученные данные имеют высокую сходимость (на 90%), что подтверждает правомерность теоретических утверждений и возможность применения математической модели для расчета ресурса трубопроводных систем энергоблоков с мощностью 440 МВт.





а

б

Рис.3.20. Экспериментальные (а) и расчетные (б) АЧХ трубопроводной системы САОЗ.

Расчетно-экспериментальные исследования выявили значительные вибрационные нагрузки трубопроводной системы на частоте 5 Гц (амплитуда колебаний составила 426 мкм). Для снижения уровня вибрации и повышения эксплуатационной безопасности предложено установить ряд дополнительных опор на разных участках трубопроводной системы. Был проведен ряд расчетов с последующим выбором и размещением дополнительных опор, позволяющих снизить амплитуды колебаний до безопасного уровня (алгоритм расчета опор и мест их установки приведены в разделе 4). На рис. 3.21 представлена модель трубопровода, на которой указаны места, в которых были размещены дополнительные опоры. Проведены расчетно-экспериментальные исследования амплитудно-частотных характеристик трубопроводной системы САОЗ после установки дополнительных опор (рис. 3.22).

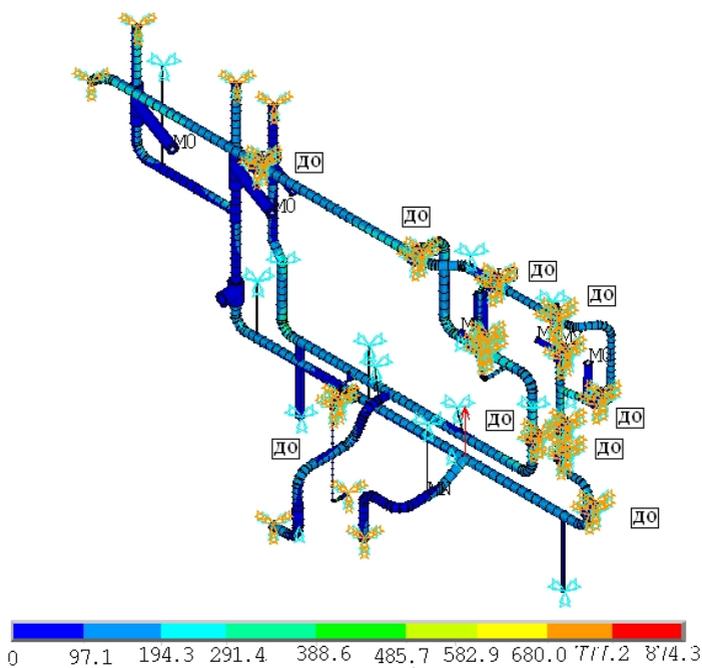
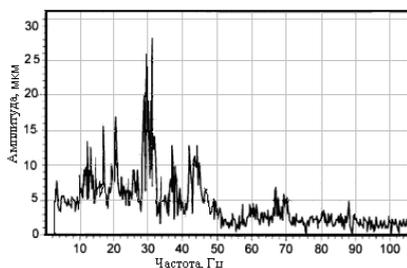
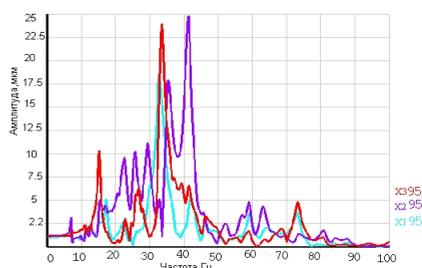


Рис.3.21. Модель трубопроводной системы CAOЗ с дополнительными опорами (ДО).



а



б

Рис.3.22. Экспериментальные (а) и расчетные (б) АЧХ трубопроводной системы CAOЗ с дополнительными опорами.

Как видно из рис. 3.22 амплитуда вибрации снизилась на порядок. Максимальная амплитуда колебаний составила 27 мкм,

а частота, на которой возникают максимальные амплитуды колебаний на уровне 33 Гц, что свидетельствует о том, что произошла отстройка детерминированных частот возмущения после установки дополнительных опор.

Таким образом, полученные расчетно-экспериментальные данные подтверждают правильность теоретических предположений снижения вибрационного нагружения, путем рациональной установки дополнительных опор.

Систематизируя данные, полученные для разных трубопроводных систем расчетно-экспериментальным путем, была построена номограмма (рис. 3.23) зависимости амплитудно-частотных характеристик трубопровода от величины накопленной усталости металла трубопровода в процессе эксплуатации.

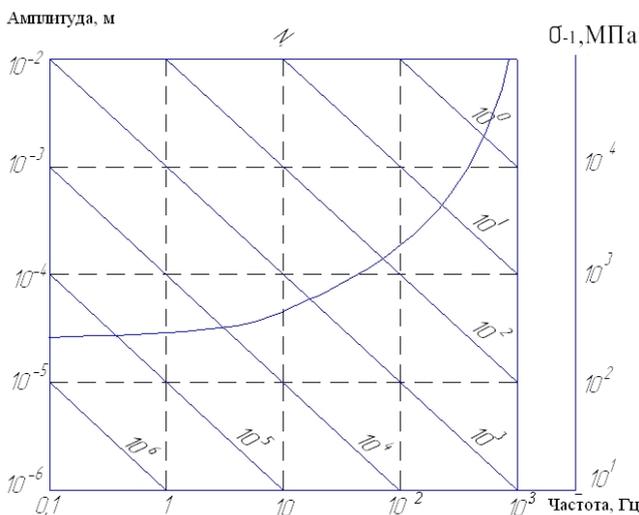


Рис. 3.23. Номограмма зависимости амплитудно-частотных характеристик трубопровода от величины накопленной усталости (σ_{-1}) в процессе эксплуатации.

Полученные расчетно-экспериментальные данные и построенная на их основе номограмма, является основой при разработке нормативной документации по обследованию

вибрационной состояния и повышения эксплуатационной безопасности трубопроводных систем АЭС.

ГЛАВА 4. НОРМАТИВНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУБОПРОВОДОВ АЭС

4.1. Метод повышения эксплуатационной безопасности трубопроводов атомных электростанций

Вибрационное нагружение негативно влияет на эксплуатационную безопасность трубопроводов АЭС и в связи с этим предлагается снижение вибрации трубопроводов до безопасного уровня, путем размещения на нем дополнительных опор[87].

Гидравлические демпферы широко применяются в качестве опор различных машин для предохранения от ударных перегрузок, а снабженные демпфирующими устройствами, широко применяются в качестве амортизаторов или гасителей колебаний (вибрации)[88,89].

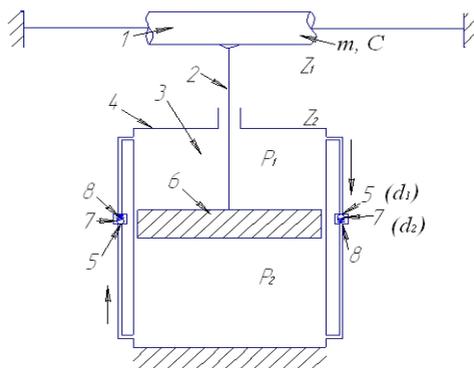


Рис.4.1. Схема гидравлической демпфирующей опоры. (1 – трубопровод; 2 – шток; 3 – рабочая жидкость; 4 – корпус; 5 – дросселирующие отверстия; 6 – поршень; 7 – клапаны; 8 – пружины.)

Действие гидравлических демпферов базируется на движении капельных жидкостей (масел). Схема гидравлического демпфера представлена на рис.4.1. Динамические нагрузки колебательной системы (участка трубопровода) 1 с приведенной массой m и приведенной жесткостью C воспринимаются штоком демпфера 2, вызывая изменение давления рабочей жидкости 3, заполняющей полость корпуса 4. Перепад давления вызывает перетечки жидкости через отверстие 5 в поршне 6. Расход перетечек регулируется клапанами 7 в зависимости от величины перепада давлений между полостями демпфера. Прижим клапанов обеспечивается пружинами 8.

Характеристика гидравлического демпфера зависит от коэффициента сжимаемости β . Величина объемного модуля упругости называется $E=1/\beta$ [109]. Величина хода штока при этом рассчитывается по формуле:

$$h = \beta(p_2 - p_1)V_1/f$$

где p_1, p_2 - начальное давление до сжатия и давление в конце сжатия,

V_1 - объем жидкости при начальном давлении,

f - площадь сечения штока.

Гидравлические демпферы обладают высокой динамической жесткостью и позволяют эффективно демпфировать колебания объектов, подверженных вибрациям, в широком диапазоне частот и амплитуд за счет протекания жидкости через дросселирующие отверстия 5. Исходя из этого, представляется возможным использовать для уменьшения амплитуд вибраций трубопроводных систем АЭС гидравлические демпфирующие опоры.

Ниже представлена математическая модель элемента гидравлической демпфирующей опоры и алгоритм ее расчета. Система уравнений динамики элемента трубопровода с гидравлическим демпфером имеет вид:

$$m\ddot{z} = C(z_1 - z_2) - F\Delta P$$

$$F\dot{z} = V/\chi\Delta \dot{P} \cdot 3 \quad \dot{P} + R_{op}\Delta P$$

(4.1)

$$m_{\text{кл}} \ddot{\delta} + C_{\text{кл}} \dot{\delta} = f_{\text{кл}} \Delta P,$$

где m , C – приведенные соответственно значения массы и жесткости элемента трубопровода; z_1 , z_2 – перемещения элемента трубопровода и демпфера; F – площадь поршня; $\Delta P = P_1 - P_2$ – перепад давлений в полостях демпфера; V – объем полости демпфера; $R_{\text{др}}$ – радиус дросселя; X – адиабатический модуль объемной упругости рабочей жидкости; $m_{\text{кл}}$, $C_{\text{кл}}$ – масса запорного элемента и жесткость пружины клапана; δ – перемещение клапана (зазор между запорным элементом и поршнем); $f_{\text{кл}}$ – площадь запорного элемента; $k_{\text{др}}$ – коэффициент расхода жидкости через дросселирующие отверстия; μ – динамический коэффициент вязкости рабочей жидкости; d_1 , d_2 – диаметры дросселирующего отверстия в поршне и запорного элемента клапана.

Коэффициент расхода жидкости через дросселирующее отверстие рассчитывается по формуле:

$$k_{\text{др}} = \frac{\pi}{6\mu \ln \frac{d_2}{d_1}} \delta^3 \quad (4.2)$$

Линеаризованная расходная характеристика дросселя, полученная путем разложения в ряд Тейлора, имеет вид:

$$Q_{\text{др}} = k_Q^\delta \delta + k_Q^P \Delta P, \quad (4.3)$$

где $k_Q^\delta = k'_{\text{др}} \delta_o^2 \Delta P_o$ – коэффициент открытия клапана; $k_Q^P = k'_{\text{др}} \delta_o^3$ – коэффициент перепада давления; $k'_{\text{др}} = \pi / (6\mu \ln(d_2 / d_1))$ – коэффициент дросселирования.

Начальные значения зазора δ_o и перепада давлений ΔP_o определяются из уравнений (4.1) при нулевых значениях скоростей и ускорений:

$$\dot{z} = \ddot{z} = \dot{\delta} = \ddot{\delta} = 0, \quad \Delta P_o = \frac{\alpha(z_1 - z_0)}{F}, \quad \delta_o = \frac{f_{\kappa\lambda}}{c_{\kappa\lambda}} \Delta P_o,$$

(4.4)

где $z_1 - z_0$ — начальное относительное перемещение демпфера.

С учетом выражения (4.4), линеаризованная система уравнений динамики (4.1) принимает вид:

$$\begin{cases} m\ddot{z} = C(z_1 - z) - \Delta P F \\ F\dot{z} = \frac{V}{\chi} \Delta \dot{P} + k_Q^P \Delta P + k_Q^\delta \delta \\ m_{\kappa\lambda} \ddot{\delta} + C_{\kappa\lambda} \delta = f_{\kappa\lambda} \Delta P \end{cases} \quad (4.5)$$

или в операторной форме:

$$\begin{cases} (T_{mp}^2 S^2 + 1)z = z_1 - K_{mp}^\delta \Delta P; \\ (T_\sigma S + 1) \Delta P = K_\sigma^z S z - K_\sigma^\delta \delta; \\ (T_{\kappa\lambda}^2 S^2 + 1) \delta = K_{\kappa\lambda} \Delta P, \end{cases} \quad (4.6)$$

где $T_{mp} = \sqrt{m/C}$; $T_{mp} = \sqrt{m/C}$; $K_{mp}^\delta = F/C$; $T_\sigma =$

V/χ ; $K_{\sigma^z} = F/K_{\sigma^p}$; $K_{\sigma^\delta} = K_{\sigma^\delta} / K_{\sigma^p}$; $T_{\kappa\lambda} = \sqrt{m_{\kappa\lambda} / C_{\kappa\lambda}}$.3

$T_{\kappa\lambda} = \sqrt{m_{\kappa\lambda} / C_{\kappa\lambda}}$; $K_{\kappa\lambda} = f_{\kappa\lambda} / C_{\kappa\lambda}$.

Главная передаточная функция системы «элемент трубопровода – гидравлический демпфер» [89].

$$W(S) = \frac{z(s)}{z_5(s)} = \frac{b_3 s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{a_5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}$$

(4.7)

$$\begin{aligned}
 &\text{где } b_3 = T_\sigma T_{кл}^2; b_2 = T_{кл}^2; b_1 = T_\delta; b_0 = 1; a_5 = T_{mp}^2 \\
 &T_\sigma T_{кл}^2; \\
 &a_4 = T_{mp}^2 T_{кл}^2; a_3 = T_{mp}^2 T_\sigma + K_{mp}^\sigma T_{кл}^2 + T_\sigma T_{кл}^2; \\
 &a_2 = T_{mp}^2 + T_{кл}^2; a_1 = K_{mp}^\sigma K_{\sigma}^z + T_\sigma; a_0 = 1.
 \end{aligned}$$

Расчет амплитудно-частотной характеристики системы производится по формуле:

$$A(\omega) = \frac{z(\omega)}{z_1(\omega)} = \sqrt{U^2(\omega) + V^2(\omega)} \quad (4.8)$$

где $\omega = 2\pi\nu$, рад/с – угловая частота; ν , Гц – частота колебаний.

Далее приведены результаты расчета элемента гидравлической демпфирующей опоры. Расчет амплитудно-частотных характеристик гидравлической демпфирующей опоры выполняется при значениях исходных параметров, представленных в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Исходные данные элемента гидравлической демпфирующей опоры

Наименование параметра	Обозначение	Значение	Размерность
Приведенная к элементу опоры масса участка трубопровода	m	140	кг
Приведенная к элементу опоры жесткость трубопровода	C	$11.4 \cdot 10^6$	Н/м
Площадь поршня демпферной опоры	F	$4.56 \cdot 10^{-3}$	м ²
Диаметр запорного элемента клапана	d_2	$10 \cdot 10^{-3}$	м
Диаметр отверстия в поршне	d_1	$3 \cdot 10^{-3}$	м
Масса запорного	$m_{кл}$	$25 \cdot 10^{-3}$	кг

элемента клапана			
Жесткость пружины клапана	$c_{кл}$	$13 \cdot 10^3$	Н/м
Начальное значение амплитуды колебаний	$(z_1 - z_0)$	$(0,005 \dots 0,02) \cdot 10^{-3}$	м
Объем жидкости в рабочей полости демпфера	V	$0.45 \cdot 10^{-3}$	м ³
Характеристики рабочей жидкости:			
- адиабатический модуль объемной упругости;	χ	$1330 \cdot 10^6$	Па
- динамический коэффициент вязкости;	μ	0.022	Па·с
- плотность.	ρ	851	кг/м ³

Соответствующие значения параметров системы уравнений (4.1) и коэффициент передаточной функции (4.7) представлены в табл. 4.1. Так как любая система трубопроводов имеет собственные частоты колебаний, то необходимо знать частоты, на которых она может входить в резонанс. На трубопроводе ГЦТ были сняты замеры колебаний (вибрации) и определены частота и амплитуда при разной приведенной массе m (табл. 4.2).

Таблица 4.2

АЧХ трубопровода ГЦТ в зависимости от приведенной массы

Приведенная масса m , кг	Частота, Гц	Амплитуда, мкм
5	243	6774,9
10	170	35649,
50	76	1118,7
100	54	113,73
150	44	215,45
200	38	1118,7
500	24	273,11
1000	17	4951,4
5000	8	9,3421

10000	5	7,4007
-------	---	--------

На рис. 4.2 представлены амплитудно-частотные характеристики без демпфирования при разных приведенных массах m с характерными для данной жесткости трубопровода резонансными частотами.

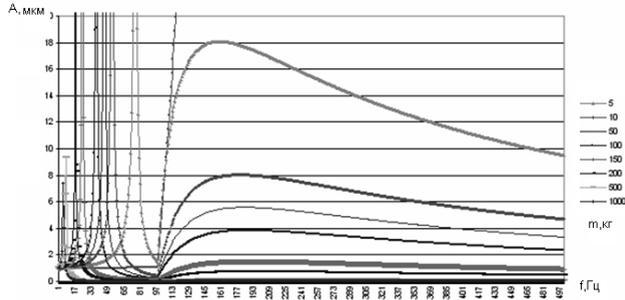


Рис.4.2. Амплитудно-частотная характеристика трубопровода без демпфирования в зависимости от приведенной массы гидравлического демпфера.

Из рис. 4.3 видно, что, варьируя параметрами приведенной массы гидравлического демпфера, находятся оптимальные характеристики демпфирующей опоры, устанавливаемые на трубопроводе, которые позволяют снизить колебания и отстроиться от резонанса. На рис. 4.3 представлены амплитудно-частотные характеристики трубопровода с демпфером и без него.



Рис.4.3. Амплитудно-частотная характеристика трубопровода с демпфером и без него.

На рис. 4.3 показано, что трубопровод без гидравлической демпфирующей опоры представляет собой колебательную систему с резонансной частотой 45 Гц и значением коэффициента резонансного увеличения амплитуды колебаний 52 мкм. При установке на этот элемент трубопровода гидравлической демпфирующей опоры в системе наблюдается интенсивное снижение амплитуды колебаний в диапазоне частот от 0 до 60 Гц, и далее на более высоких частотах колебания гасятся полностью. Резонансные явления на таком участке больше не проявляются.

Проведенные расчеты показали [5], что демпфирующая опора уменьшает колебания на порядок и выше. Для подтверждения были проведены натурные испытания гидравлического демпфера на вибростенде НПО «Протон» (г.Харьков), рис. 4.4.



Рис.4.4. Демпфер на испытательном стенде.

1.Крепёжная рама. 2.Демпфер. 3. Электродинамический

вибратор ВЭД-1500. 4. Пульт управления вибратором УПВ-3.

Рабочий диапазон частот станда: номинальный от 20 до 1500 Гц; расширенный от 5 до 20 Гц и свыше 1500 до 5000 Гц.

Верхний предел воспроизводимого стандом виброперемещения в диапазоне частот от 20 до 45 Гц при значении массы испытательной нагрузки на столе вибратора равной 0 кг соответствует графику рис.4.5. Верхний предел воспроизводимого стандом виброускорения в диапазоне частот от 45 до 1500 Гц, соответствует графику рис.4.6. Вынуждающая сила станда не менее 15000 Н. Масса номинальной нагрузки на столе вибратора не более 300 кг.

Значение воспроизводимого стандом виброускорения, в зависимости от массы испытуемого изделия (с учетом массы переходного приспособления для крепления изделия к столу вибратора) определяется по формуле:

$$a = \frac{F}{m + P},$$

где F – вынуждающая сила станда, равная 15000 Н; m – приведенная масса подвижной системы вибратора (номинальное значение, равное 35 кг); P – масса испытуемого изделия, кг.

В массу испытуемого изделия входит и масса переходного приспособления для крепления испытуемого изделия к столу вибратора.

Максимально допустимое значение создаваемого стандом виброускорения $a = 10 \text{ м/с}^2$.
г м/с²

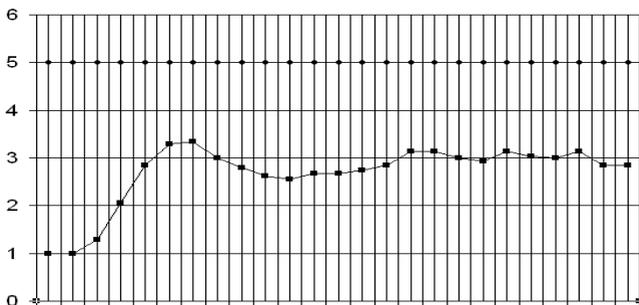


Рис.4.5. Зависимость амплитуды виброускорения стола вибратора от частоты:

1 - без демпфера; 2 - с демпфером.

$A, \text{мм}$

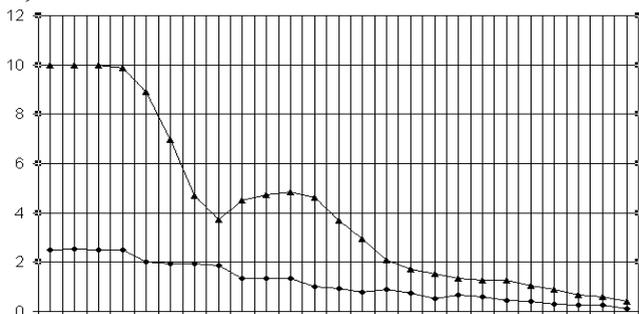
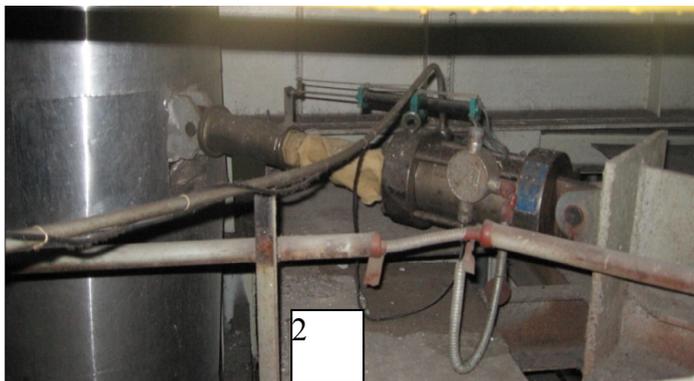


Рис.4.6. Зависимость амплитуды виброперемещения стола вибратора от частоты: 1-без демпфера; 2-с демпфером.

Как видно из рис. 4.5,4.6, амплитуда виброускорения и виброперемещения стола вибратора после установки демпфера снизилась, это подтверждает то, что применение гидравлических демпфирующих опор, позволяет снизить вибрации трубопроводов. Пример установки гидравлической демпфирующей опоры на трубопровод на вертикальном и горизонтальном участке представлен на рис. 4.7.



а) вертикальный участок;

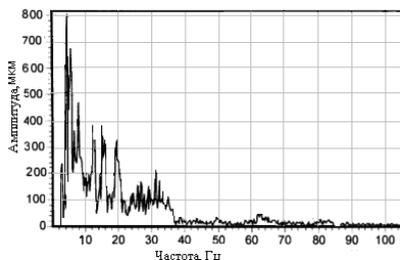


б) горизонтальный участок

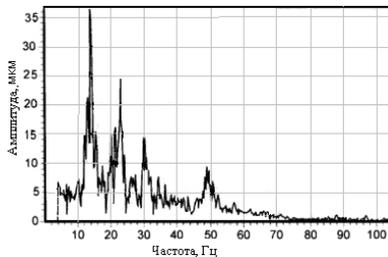
Рис.4.7. Установка гидравлической демпфирующей опоры на вертикальный (а) и горизонтальный (б) участок трубопровода.

1-трубопровод; 2-гидравлический демпфер.

Далее представлены графические результаты натурных исследований амплитудно-частотных характеристик, непосредственно на трубопроводе ГЦТ до установки дополнительных опор и после их установки в разных сечениях (рис. 4.8 – 4.9).

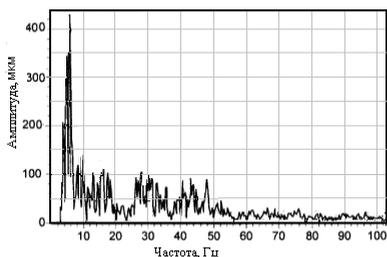


а)

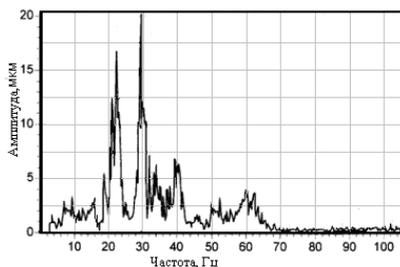


б)

Рис.4.8. Экспериментальная АЧХ трубопровода ГЦТ в сечении А: а) до установки дополнительных опор; б) после установки дополнительных опор.



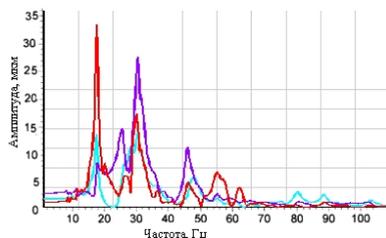
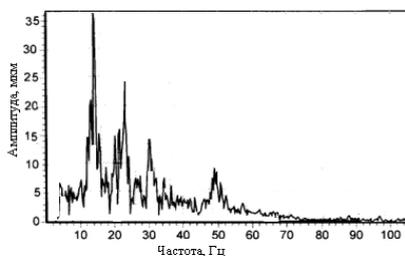
а)



б)

Рис.4.9. Экспериментальная АЧХ трубопровода ГЦТ в сечении Б: а) до установки дополнительных опор; б) после установки дополнительных опор.

Из диаграмм видно уменьшение амплитуд колебаний на порядок после размещения дополнительных опор. Сравним расчетные и экспериментальные амплитудно-частотные характеристики в сечении А для подтверждения правомерности предложенной математической модели. Графические и численные значения представлены на рис.4.10 и табл. 4.3 соответственно.



а)

б)

Рис. 4.10. Экспериментальные (а) и расчетные (б) амплитудно-частотные характеристики в сечении А трубопровода ГЦТ после установки дополнительных опор.

Таблица 4.3

Расчетные и экспериментальные значения амплитуд колебаний трубопровода ГЦТ

Частота (Гц)	8, 2	13,6 5	24,6 5	50, 0	56,2 5	65,5 0	73,1 2	81,2 0
Расчетные значения амплитуды колебания (мкм)	6	7	36	25	12	7	8,2	4,8
Экспериментальные значения амплитуды колебания (мкм)	4, 7	5,3	34	26	11	10,6	7,3	5

Сравнив значения расчетных и экспериментальных исследований амплитудно-частотных характеристик после установки дополнительных опор, можно сделать вывод о высокой сходимости полученных результатов (до 95%), что говорит о правомерности предложенной модели оценки эксплуатационной безопасности на основе определения ресурса трубопроводов АЭС.

4.2. Проект стандарта методики виброобследования трубопроводных систем АЭС

Предлагается создание стандарта, основанного на математической модели определения ресурса трубопроводов АЭС, которая даст возможность управлять их эксплуатационной безопасностью. Это даст возможность применения математической модели определения ресурса трубопроводов для многих предприятий энергетического комплекса, увеличит достоверность полученных результатов. В совокупности это позволит значительно сэкономить ресурсы.

Такой нормативный документ найдет применение и в других областях национальной экономики, где используются методы управления эксплуатационной безопасностью трубопроводов несущих различные среды.

На основании проведенных исследований, и предложенном пошаговом алгоритме определения ресурса трубопроводных систем АЭС разработан стандарта ГП НАЭК «Энергоатом» – МТ-Т.0.27.207-09 "Методика виброобследования трубопроводных систем АЭС", подготовленный в соответствии с планом стандартизации Минтопливэнерго на 2009 г. Он распространяется на работы связанные с оценкой вибрационного состояния трубопроводов атомных электростанций с реакторными установками ВВЭР-440 и ВВЭР-1000, устанавливает процедуру, методы и способы вибрационных исследований трубопроводов, расчетной оценки вибропрочности в условиях долгосрочной эксплуатации и расчета остаточного ресурса трубопроводов.

Этот нормативный документ распространяется на трубопроводы и трубопроводные системы, находящиеся в процессе эксплуатации на атомных электростанциях длительный срок или же исчерпала его. Его положение используются:

- при оценке вибрационного состояния трубопроводов и трубопроводных систем в период планово-предупредительного ремонта энергоблоков АЭС;

- при оценке остаточного ресурса трубопроводов и

трубопроводных систем АЭС;

- при оценке эксплуатационной безопасности АЭС в процессе эксплуатации и при проектировании трубопроводов и трубопроводных систем.

Разработка стандарта проводилась для установления порядка и методики проведения оценки ресурса и эксплуатационной безопасности трубопроводов атомных электростанций. Это разрешает увеличить достоверность полученных результатов и значительно сэкономить ресурсы. При разработке этого нормативного документа необходимо:

- провести выбор параметров нагружения трубопровода;
- установить процедуру определения модели расчета ресурса по выбранным параметрам нагружения;
- определить параметры амплитудно-частотных характеристик трубопровода и трубопроводной системы;
- установить процедуру определения оптимального размещения дополнительных опор на трубопроводе.

Целью стандарта есть получение информации для прогнозирования и регулирования технологических процессов, в том числе:

- оценка вибрационного состояния трубопровода;
- установление влияния эрозионно-коррозионного износа на металл трубопровода;
- расчет ресурса трубопровода;
- определение технологических параметров трубопроводов, которые требуют дополнительной оценки вибрационного состояния;
- определение соответствия параметров вибрации установленным нормам прочности;
- определение экономической целесообразности дальнейшей эксплуатации трубопровода;
- установление значимости влияния разных параметров нагружения на ресурс трубопроводов;
- определение сроков остановки процесса эксплуатации для его последующего вибрационного обследования и т.д.

Объектами оценки вибрационного состояния и ресурса могут быть все трубопроводы атомных электростанций, в том числе:

- трубопроводы на разных этапах жизненного цикла;
- оборудование и вспомогательные элементы, которые используются при эксплуатации на трубопроводных системах.

Анализ вибрационного состояния и оценка ресурса трубопроводов проводится на стадии технологической подготовки перед пуском энергоблока, а также в процессе постоянной эксплуатации путем систематических и специальных проверок в таких случаях:

- при внедрении новых технологических процессов или запуска новых энергоблоков;
- при введении нового или модернизации существующего оборудования;
- после проведения ремонта технологического оборудования;
- во время аттестации атомных электростанций;
- при проведении плановых предупредительных ремонтов энергоблоков атомных электростанций;
- по требованию органов по сертификации.

Объем и периодичность проведения вибрационного обследования и оценки ресурса трубопроводов устанавливается в каждом случае в отдельности в зависимости от:

- его цели;
- вида трубопроводов;
- состояния оборудования;
- продолжительности эксплуатации;
- значимости трубопровода в системе обеспечения безопасности;
- результатов предшествующего анализа;
- анализа выявленных причин дефектов.

Вид анализа, номенклатура контролируемых параметров и номенклатура показателей прочности технологических процессов устанавливается атомной электростанцией с учетом условий, типа, мощности и объема производства электроэнергии атомной электростанцией.

В процессе анализа вибрационного состояния и оценки ресурса трубопроводов определяют или уточняют:

- оценки параметров вибрационного состояния трубопроводов;
- зависимости между параметрами нагружения трубопроводов, которые эксплуатируются;
- параметры эксплуатации трубопроводных систем;
- зависимости между показателями вибрационного состояния на разных этапах эксплуатации;
- основные факторы, которые изменяют вибрационные характеристики трубопроводных систем;
- пути и средства повышения вибропрочности трубопроводных систем в процессе эксплуатации;
- возможность и целесообразность установки дополнительных опор с целью повышения эксплуатационной безопасности;
- оптимальные сроки технического обслуживания и ремонта средств технологического оборудования.

ВЫВОДЫ

В монографии приведены теоретические обоснования усовершенствования нормативной базы по обследованию и расчету вибрационного состояния трубопроводных систем АЭС. Предложен алгоритм расчета остаточного ресурса трубопроводов в условиях различных нагрузений и эрозионно-коррозионного износа.

1. Проведен анализ нормативно-технической документации, систематизация и классификация трубопроводных систем по следующим трем признакам: классу безопасности, среде теплоносителя и характеристикам нагружения. На основе проведенной систематизации предложено усовершенствовать кодификатор трубопроводов для упрощения дальнейшего выбора алгоритма расчета трубопровода при оценки остаточного ресурса.

2. Предложена математическая модель прогнозирования ресурса трубопроводных систем атомных электростанций при двухчастотных нагружениях, в результате вибрации и температурных расширений при пуске энергоблока, имеющих дефекты при эрозионно-коррозионном износе. Математическая модель предложена на основе построения трехмерной (оболочечной) модели трубопровода, которая дает возможность моделировать дефект утонения стенки при эрозионно-коррозионном износе и учитывать внутреннее давление на стенки трубопровода, что повышает точность оценки их ресурса и эксплуатационную безопасность всего энергооборудования АЭС. Предложенная математическая модель позволяет разработать нормативные рекомендации по оценки вибрационного состояния трубопроводов атомных станций.

3. Предложен пошаговый алгоритм расчета остаточного ресурса, который позволяет разработать единую систему оценки остаточного ресурса трубопроводов подверженных вибрационным нагрузкам и эрозионно-коррозионному износу. Рассчитана величина остаточного ресурса для трубопровода

ГЦТ, которая составила $r_{ост} = 7 лет$, при запланированном демонтаже трубопровода в 2010 году. Данные расчеты дают возможность продлить сроки эксплуатации трубопровода на 5 лет, и разработать нормативные рекомендации по обследованию вибрационного состояния и обеспечению их дальнейшей эксплуатационной безопасности.

4. Проведены экспериментальные исследования амплитудно-частотных характеристик трубопровода ГЦТ, а также измерены пульсации давления на разных участках трубопровода. Экспериментальные данные подтверждают расчетные о возникновении максимальных вибраций в областигиба и имеют высокую сходимость значений амплитудно-частотных характеристик для построенной оболочечной модели и значений полученных в результате натурных испытаний на трубопроводе. Сходимость расчетных и экспериментальных данных составила - 95%, что не соответствует нормативным показателям и свидетельствует о правомерности предложенной математической модели расчета ресурса трубопроводов и позволяет усовершенствовать нормативное обеспечения эксплуатационной безопасности АЭС.

5. Выполнен расчет гидравлической демпфирующей опоры и проведены ее испытания на вибростенде, которые показали возможность ее применения для снижения вибрационных нагрузок на трубопровод. Предложена схема размещения дополнительных опор на трубопровод ГЦТ и проведены исследования амплитудно-частотных характеристик трубопровода до и после установки гидравлических демпфирующих опор на вертикальный и горизонтальный участок трубопровода. Амплитуда вибрации после установки дополнительных опор снизилась на порядок. Максимальные значения амплитуды вибрации на участке с максимальными значениями колебаний до установки опор составляла 360 мкм, а после установки дополнительных опор – 23 мкм.

6. На основании проведенных исследований, разработан

стандарт ГП НАЭК «Энергоатом» – МВ-Т.027.207-09 "Методика виброобследования трубопроводных систем АЭС" (планом стандартизации ГП НАЭК «Энергоатом» на 2009 г).

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ СОКРАЩЕНИЙ

АЭС – атомная электростанция

АЭУ – атомная энергетическая установка

АЧХ – амплитудно-частотная характеристика

ВВЭР – водо-водяной энергетический реактор

ГКЯРУ – Государственный комитет ядерного регулирования

ГЦТ – главный циркуляционный трубопровод

ИПУКД – импульсно-предохранительное устройство
компенсатора давления

МКЭ – метод конечных элементов

ГП НАЭК «Энергоатом» – государственное предприятие
национальная атомная энергогенерирующая компания
«Энергоатом»

НИР – научно-исследовательская работа

ННЦ ХФТИ – Национальный научный центр «Харьковский
физико-технический институт»

НТД – научно-техническая документация

ПВД – подогреватель высокого давления

ПНД – подогреватель низкого давления

ППР – планово предупредительный ремонт

САОЗ – система автоматического охлаждения зоны реактора

СКЗ – среднеквадратическое значение уровня вибрации

ТУ – технические условия

ОП РАЭС – Обособленное подразделение Ровенская атомная
электростанция

ОП ЮУ АЭС – Обособленное подразделение Южно-
Украинская атомная электростанция

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Закон Украины "О стандартизации" от 17 мая 2001 г. № 2408-III.
2. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002-86) / Госатомэнергонадзор СССР.-М.: Энергоатомиздат, 1989.-524 с.
3. Закон Украины "Об электроэнергетике" от 16 октября 1997 г. № 575/97-ВР.
4. "Правила ядерной безопасности реакторных установок атомных станций" ПБЯ РУ АС-89 (ПНАЭ Г-1 -024-90), (ДНАОП 0.04-1.06-90).
5. "Правила радиационной безопасности при эксплуатации атомных станций" ПРБ АС-89 (ДНАОП 0.03-1.76-89).
6. "Типовое содержание технического обоснования безопасности реакторной установки" ТС ТОБ РУ-87 (ПНАЭ Г-1-004-87).
7. "Типовое содержание технического обоснования безопасности атомных станций" ТС ТОБ АС-85 (ПНАЭ Г-1-001-85).
8. "Загальні положення безпеки атомних станцій" НП 306.2.141-2008.
9. "Загальні положення забезпечення безпеки при знятті з експлуатації атомних електростанцій та дослідницьких ядерних реакторів" НП 306.2.02/1.004.
10. «Перелік діючих нормативних документів експлуатуючої організації в галузі ядерної енергетики України» НД ЕО-2002.
11. ГОСТ 14202-69 Трубопроводы промышленных предприятий. Опознавательная окраска, предупреждающие знаки и маркировочные щитки.
12. Руководство по маркировке оборудования, трубопроводов и элементов. № 0.ТС.6290.РК-06.
13. Гетман А.Ф. Ресурс эксплуатации сосудов и

трубопроводов атомных электростанций. - М.: Энергоатомиздат. 2000. - 427 с.

14. Правила устройства и безопасной эксплуатации оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ДНАОП 0.04-1.05-90).

15. Прочность и ресурс водо-водяных энергетических реакторов. Н.А. Махутов, В.В. Стекольников, К.В. Фролов и др. - М.: Наука, 1988. - 310 с.

16. Динамика и прочность водо-водяных энергетических реакторов. Н.А.Махутов, Ю.Г.Драгунов, К.В.Фролов и др. - М.: Наука, 2004. - 440 с.

17. Токарь И.Я., Лещинский Г.А., Калинин Б.П., Кулаенко А.Я. К расчету параметров двухфазного адиабатного потока//Изв. Вузов СССР. Энергетика. - 1978.-№ 12. - С. 79-84.

18. Калинин Б.П., Полищук С.М., Канюк Г.И., Манузин А.А. К расчету параметров перегретого пара и вибрации трубопроводов крупных турбоагрегатов // Севастопольский национальный институт ядерной энергии и промышленности: Сбор. науч. трудов. - Севастополь, 2003. - С.83-90.

19. Токарь И.Я., Шелихов Б.Д., Полищук С.М. К расчету нестационарных движений двухфазных сред в трубопроводах энергетических установок// Изв. Вузов СССР. Энергетика. - 1985.- №2. – С. 76-80.

20. Смирнов Л.В., Овчинников В.Ф., Яскеляин А.В. Динамические свойства системы циркуляции теплоносителя первого контура ЯЭУ// Вопр. атомной науки и техники. Фізика ядерних реакторов. – 1991. - Вып.3. - С.25-31.

21. Волков Г.А., Краснов С.Н., Спассков В.П. О гидравлическом воздействии на шахту реактора при разрыве главного циркуляционного трубопровода// Вопросы атомной науки и техники. Физика и техника ядерных реакторов. - 1985. - Вып. 7(20). - С.3-11.

22. Прудовский А.М., Родионов В.Б. Экспериментальное исследования характеристик силового воздействия двухфазного потока на гиб трубопровода // Теплоэнергетика. – 1985. - №5. -

С. 58-61.

23. Полищук С.М., Здвигова И.С., Канюк Г.И., Сиора А.А. Качественная оценка вибрационного состояния трубопроводов атомных электростанций с учетом гидравлических гасителей колебаний // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2002. - вип.29. - С.209-213.

24. Скалозубов В.И. Течение адиабатного вскипающего потока в трубопроводах: Дис. канд. техн. наук: – Одесса, 1985.

25. Van Blarcom P.P., Smitt R.D. Flashing fluids at low pressures // *Proc. ISA Conf. And Exhib.* - Chicago, 1979. - P. 391-400.

26. Овчинников В.Ф., Смирнов Л.В. Колебания трубопроводов с нестационарным потоком жидкости.// *Вопросы атомной науки и техники. Физика и техника ядерных реакторов*. - 1981. - Вып. 2. - С.3-11.

27. Вереземский В.Г., Смирнов Л.В., Овчинников В.Ф., Яскеляин А.В. Влияние режимов работы контуров циркуляции АЭС с ВВЭР-1000 на на-дежность парогенераторов ПГВ-1000// *Теплоэнергетика*. - 1998. - №5. - С.36-41.

28. Смирнов Л.В. Математические модели динамики и устойчивость систем принудительной циркуляции теплоносителя. - М.: Энергоатомиздат, 1992. - 128 с.

29. Смирнов Л.В. Аналитическое исследование динамики гидродинамических процессов в ядерном реакторе. // *Математическое моделирование и оптимальное управление*. Вестн. ННГУ. - Н.Новгород: Изд-во ННГУ, 1999. - Вып. 2(21). - С.34-43.

30. Ноздрин Г.Н., Самарин А.А., Симановский Г.Н. Гидродинамические аспекты проблемы вибраций трубопроводов и основного технологического оборудования первого контура АЭС и ВВЭР // *Виброакустическая диагностика*. Труды ВТИ. - М.: Энергия, 1976. - Вып. 2. - С.52-67.

31. Белоцерковский А.Б., Жовдак В.А., Левашов В.А., Трубаев А.И. Разработка математических моделей для диагностики трубопроводов с учетом случайного нагружения.

Материалы 3 междунар. конференции “Динамика трубопроводов”. – Москва, 2001.

32. Смирнов Л.В., Овчинников В.Ф., Яскеляин А.В., Вереземский В.Г. Математическое моделирование гидродинамических процессов и вызываемых ими вибраций оборудования ВВЭР // Тр. Межд. конф. Теплофизические аспекты безопасности ВВЭР. Теплофизика-98. - Обнинск, 1998. - Т. 1. - С.166-171.

33. Грудев И.Д. О собственных частотах пространственных криволинейных стержней // Изв. Вузов. - Машиностроение, 1970. - №8. - С. 24-29.

34. Токарь И.Я., Сиренко В.А., Лещинский Г.А. К расчету дренажных трубопроводов крупных турбоагрегатов// Теплоэнергетика.- 1981.- № 3.- С. 31-33.

35. Kastner W., Riedle K. und Trat H. An Application of Bubble Collapse Pulse Height Spectra to Venturi Cavitation Erosion // VGB KRAFTWERKSTECHNIK 64. - 1994. - Н. 5. - S. 452-465.

36. Эрозия элементов паровых турбин / Р.Г. Перельман, В.В. Пряхин. – М.: Энергоатомиздат, 1986. - 184 с.

37. Смирнов Л.В. Исследование некоторых динамических свойств прямого трубопровода с движущейся жидкостью // Динамические характеристики и колебания элементов энергетического оборудования. - М.: Наука, 1980. - С. 58-66.

38. РТМ 24.038.08-72. Расчет трубопроводов энергетических установок на прочность.

39. РТМ 24.038.11-72. Расчет прочности трубопроводов энергоустановок для условий нестационарных температурных режимов.

40. РТМ 108.031.112-72. Котлы стационарные паровые и водогрейные и трубопроводы пара и горячей воды. Метод оценки долговечности колен трубопроводов.

41. Положение об оценке ресурса, порядке контроля и замены гибов необогреваемых труб котлов с рабочим давлением 10 и 14 МПа. РД 34.17.417(П 34-70-005-85)

42. Самарин А.А. Вибрация трубопроводов энергетических

установок и методы их устранения. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.

43. Королев А.В. Вибрации дренажных трубопроводов АЭС и пути их снижения. Дис. На соискание науч. Степени канд. тех. наук. Одесса, 1988. – 225 с.

44. Трубаев А.И. Разработка методов расчета колебаний и ресурса трубопроводов при случайных детерминированных воздействиях: Автореф. дис. на соискание ученой степени канд. тех. наук. – Харьков, 1988. - 18 с.

45. Компьютерное моделирование и расчет на прочность деталей автомобиля / Учебное пособие; А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, А.С. Степченко, О.В. Кедровская, С.Я. Ходырев, В.И. Клименко, А.В. Крамской. -Харьков: ХНАДУ, 2003. - 336с.

46. Фисенко В.В., Алферов А.В., Макухин А.А. Способ устранения вибрации и разрушения дренажных трубопроводов // Минэнерго СССР ЦНТИ. – М.: 1985. - вып.2 - С.15-19.

47. Карзов Г.П. Анализ случаев повреждений трубопроводов в атомной энергетике // Проблемы прочности. – 2006. - №4. – С. 46-55.

48. Полищук С.М., Мазорчук М.С., Трясцин О.А., Дружинин Е.А. Информационная технология анализа и контроля вибрационного состояния трубопроводов АЭС// Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: Зб. наук. Праць. Тематичний випуск: Електроенергетика та перетворююча техніка. - Харків: НТУ «ХПІ», 2002. – Т. 3, №9. – С. 74-80.

49. Владиславлев А.П., Якубович В.А. Методы и приборы для измерения параметров динамики трубопроводных систем.- М.:Недра.- 1981. 267 с.

50. ДСТУ 2389-94 Техническое диагностирование и контроль технического состояния. - 1994.

51. Штерншис А.З., Копсов А.Я., Балдин Н.Н. Исследование концентраций напряжений в тройниковых соединениях пароводяных труб высоких параметров // Теплоэнергетика. – 2001. - №4. - С. 9-12.

52. ПНАЭ Г-7-008. Правила устройства и безопасной эксплуатации оборудования и трубопроводов атомных

энергетических установок.

53. Инструкция РД ЭО 0027-94 "Определение характеристик механических свойств металла оборудования атомных электростанций безобразцовыми методами по характеристикам твердости".

54. Абагян А.А., Бакиров М.Б., Васильев В.Т., Янченко Ю.А. Контроль состояния металла оборудования и трубопроводов АЭС России после длительной эксплуатации //Труды 5-й Международной конференции "Материаловедческие проблемы при проектировании, изготовлении и эксплуатации оборудования АЭС". - С-Петербург, 1998. - Т. 2. - С. 266-276.

55. РД 153-34.1-17.467 -2001. Экспертный метод оценки остаточного ресурса сварных соединений коллекторов котлов паропроводов по структурному фактору / В.П. Когаев. - М: АООТ «ВТИ». - 2001.

56. В.А.Сидоров, А.Л.Сотников. Выбор средств технического диагностирования // Мир техники и технологий. - №7. - июль,2004. - С.48-50.

57. Neklyudov I.M., Ozhigov L.S. Use of Micro specimens Irradiated in charged particle accelerators and Reactors for studying Mechanical Properties of Materials // Proceedings IEA International Symposium "Miniaturized Specimens for Testing of Irradiated Materials" Juice, Germany. - 1994. - P. 15-29.

58. Ожигов Л.С., Неклюдов И.М., Пышный В.М. Использование микрообразцов для оценки ресурса металла оборудования АЭС//Вопр. атомной науки и техники, сер. ФРН и РМ. - 1998. - С. 85-89.

59. РД.ОО.ЭК.ХФ.МО М.09-09. Методика определения механических свойств металла оборудования и трубопроводов АЭС с помощью микрообразцов.

60. Расчет и конструирование трубопроводов: [Справочник] / Справочное пособие под редакцией Зверькова Б.В. — Машиностроение, 1979.

61. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.

62. Полищук С.М., Гончар И.А. Системный анализ контроля вибрационного состояния трубопроводов энергетических установок // Авіаційно-космічна техніка. Зб. наук. праць. – 2002. - Випуск 27. - С. 248-251.

63. Полищук С.М., Канюк Г.И. Экспертная оценка вибрационного состояния трубопроводов с учетом гидравлических гасителей колебаний // Міжнародна науково-технічна конференція «Інформаційні комп'ютерні технології в машинобудуванні. ІКТМ'2002. - Харків: «ХАІ», 2002. – С. 77

64. Полищук С.М., Манузин А.А. Анализ исследований эрозионно-коррозионного износа трубопроводов АЭС. Восточно-европейский журнал передовых технологий. 1/3(25) 2007 –С.3-7.

65. Тимашев С.А. Надежность больших механических систем. - М.: Наука, 1982.

66. Антикайн П.А. Обеспечение надежной эксплуатации трубопроводов тепловых электростанций. // Теплоэнергетика. – 2000. - №4. - С.2-4.

67. Kastner, W., und Riedle, K.: Erosion-Corrosion in Steam Extraction Lines of Power Station. VGB KRAFTWERKSTECHNIK 66 (1996), H. 12, S. 1171-1178.

68. Heitmann, H.-G., und Kastner, W.: Flow manual for Quarter Turn Valves. – Ursachen und Gegenmaßnahmen. VGB KRAFTWERKSTECHNIK 62 (1999), H. 3, S. 211-219.

69. Обобщение и анализ данных по вибрации и эрозии АЭС с двухфазным теплоносителем /Отчет о НИР. – М.: ВТИ, ОНТИ, 1986. –98 с.

70. H.I. Connors. Flow induced vibration and wear of steam generator tubes // Nuclear Technology. –1981. - 35, N2. - P. 311-331.

71. Решения Коллегии Госатомнадзора Украины. «О назначении ресурса оборудования, важного для ядерной и радиационной безопасности» № 4/1 от 25.02.94г.

72. Федосьев В.И. Соппротивление материалов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. - 2003. -529 с.

73. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. -

М.: Мир, 1979.-392с.

74. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган. - М.: Мир, 1986. - 318с.

75. Дитяшев Б.Д., Попов А.Б., Понасечкин С.А., Полухина Е.А., Машков Ю.А. Расчетно-аналитические и методические подходы к продлению срока службы паропроводов ТЭС. – Теплоэнергетика, 2001, №4, с. 2-8.

76. Зубчанинов В.Г. Основы теории упругости и пластичности. - М.: Высшая школа, 1990. - 368 с.

77. Вереземский В.Г. Вероятностный подход к определению остаточного циклического ресурса элементов трубопроводов // Теплоэнергетика. – 2001. - №12. - С. 41-46.

78. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.

79. Кравенюк В.В., Добровольский В.Е., Мухонад Г.В. и др. О ресурсе наиболее ответственных узлов оборудования ТЭС // Энергетика и электрификация. – 2002. - №10. - С.25-28.

80. Зиле А.З., Комаров В.В., Томашевский С.Б. Вибродиагностический контроль турбоагрегатов в энергетике // Теплоэнергетика. – 2004. - №4. – С. 7-11.

81. Иванов О.В., Лянзберг В.П. Техническая диагностика подшипников качения//Техническая диагностика и неразрушающий контроль.-№3.-2002-С. 3-6.

82. Марочник сталей и сплавов/ В.Г. Сорокин, А.В. Волосникова, С.А. Вяткин и др.; Под ред. В.Г. Сорокина – М.: Машиностроение 1989. -640 с.

83. ГОСТ 25804.1 - ГОСТ 25804.8 Аппаратура, приборы, устройства и оборудование систем управления технологическими процессами атомных электростанций.

84. Смирнов Л.В. Исследование некоторых динамических свойств прямого трубопровода с движущейся жидкостью // Динамические характеристики и колебания элементов энергетического оборудования. - М.: Наука, 1980. - С. 58-66.

85. Лещинский Г.А., Полищук С.М. Измерение переменного давления двухфазного потока в дренажных трубопроводах

турбоустановок // Энергетика и электрификация. – 1982. - №2. – С. 12-14.

86. Серридж М., Лихт Т. Р. Пьезоэлектрические акселерометры и пред-усилители.(Справочник по теории и эксплуатации.)–Брюль и Къер, 1987. с.187.

87. Дружинин Е.А., Мазорчук М.С., Полищук С.М. Компьютерная система поддержки принятия решения для анализа реализуемости программ модернизации атомных электростанций. // Вісник Технологічного університету. - Поділля ,2002. - Т.1 №3 (41). - С. 62-65.

88. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. - М.: Машиностроение, 1971. - 671 с.

89. Панченков Г.М.Теория вязкости жидкости.- М.: Гостоптехиздат, 1947.

90. Динамика конструкций гидроаэроупругих систем / К.В. Фролов, Н.А. Махутов, С.М. Каплунов и др. / Под ред. С.М. Каплунова и Л.В.Смирнова. – М.: Наука, 2002. - 398 с.