

**ИЗЫСКАНИЕ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ,
СТРОИТЕЛЬСТВО И МОНТАЖ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
ОБЪЕКТОВ АТОМНОЙ ОТРАСЛИ**

УДК 621.384.039

**МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВОЛН ДАВЛЕНИЯ
ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДАХ АЭС С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
ПАКЕТА LMS Imagine.lab Amesim**

© 2017 К.Н. Проскуряков*, А.И. Фёдоров**, М.В. Запорожец*

* *Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия*

** *Филиал АО «Концерн Росэнергоатом» «Нововоронежская атомная электростанция»,
Нововоронеж, Воронежская обл., Россия*

Разработана методика расчёта распространения волн давления жидкости в трубопроводах крупномасштабной экспериментальной теплогидравлической модели двухконтурной парогенерирующей установки типа ВВЭР-440. Показано, что компенсатор давления усиливает пульсации давления подобно резонатору Гельмгольца. Поскольку резонатор Гельмгольца, при определенных условиях является демпфером акустических колебаний заданной частоты, предложено в качестве эффективного средства предотвращения виброакустических резонансов на АЭС использовать акустический фильтр частот типа резонатора Гельмгольца.

Ключевые слова: LMS Imagine.Lab AMESim, волны давления, пульсации давления, схема Лакса-Вендроффа, уравнения Навье-Стокса.

Поступила в редакцию 08.12.2017

Для первого контура АЭС с ВВЭР характерно большое число источников пульсации давления, обусловленных сложностью геометрии, а также наличием подключенных к контуру насосов и другого оборудования. Виброшумовая картина имеет сложный характер, обусловленный наличием перекрестных эффектов наложения волн давления теплоносителя, поэтому идентификация источников шума и выделение его составляющих из сигнала шумов давления в условиях эксплуатации первого контура затруднительна. Эффективным методом выявления отдельных составляющих спектра пульсаций давления является проведение экспериментов на действующем энергоблоке, в которых, путем изменения параметров или внесения детерминированных возмущений в теплоноситель, исследуются спектральные характеристики пульсации давления. Такими параметрами являются: давление, температура, расход, уровень воды в компенсаторе давления (КД). Для получения детального описания вибрационного состояния в условиях сложной геометрии необходима установка дополнительных датчиков пульсации давления (ДПД), в том числе в местах, недоступных для измерительной техники по условиям безопасной и надежной эксплуатации действующего энергоблока. Исследование пульсаций давления на моделях первого контура позволяет детально исследовать виброакустическое состояние теплоносителя в различных режимах эксплуатации.

В 1980-х годах на ТЭЦ МЭИ была создана экспериментальная установка (ЭУ), не имеющая, на тот момент, аналогов в мире. Она моделировала работу двухконтурной парогенерирующей установки и позволяла изучать процесс выработки пара на двухконтурной АЭС с водным теплоносителем [1].

ЭУ состояла из системы трубопроводов, соединяющих топку, главный циркуляционный насос (ГЦН), задвижки, парогенератор (ПГ) и компенсатор объема (КО). Подогрев теплоносителя производился в топке котла, работающего на газе. Теплопередающие поверхности были выполнены в виде пакетов труб, расположенных

на топочных экранах котла.

Второй контур ЭУ имел участок перегрева пара. ГЦН ЭУ по параметрам и конструкции соответствовал ГЦН, установленным на АЭС с ВВЭР-440. Основной конструкционный материал оборудования – углеродистая аустенитная нержавеющая сталь. Поверхность теплообмена парогенератора, по конструкции близка к конструкции поверхности теплообмена парогенераторов Нововоронежской АЭС. Основное отличие заключалось в том, что цилиндрический корпус парогенератора ЭУ был поставлен вертикально.

Паровой КО выполнен в виде двух цилиндрических, вертикально поставленных сосудов, соединенных между собой трубками по воде и пару [2]. КО оснащен встроенными блоками электронагревателей, с помощью которых создавалась и постоянно поддерживалась паровая демпфирующая подушка. Уровень заполнения КО регулировался подпиточными насосами первого контура. В конце 1970-х годов переоборудование промышленного котла №3 ТЭЦ МЭИ под двухконтурную паропроизводящую установку, адекватно воспроизводящую теплогидравлические процессы в одной петле двухконтурной АЭС с реактором ВВЭР-440, предоставило уникальную возможность исследования виброакустических процессов протекающих в контуре теплоносителя и рабочего тела. Подобного масштаба установкой в то время не располагала ни одна страна. В рамках межвузовского сотрудничества между МЭИ и Высшей инженерной школой ЦИТТАУ в 1983/84 г.г. объединенная научная группа каф. АЭС под руководством К.Н. Проскурякова и проф. Высшей инженерной школы ЦИТТАУ А. Штурма впервые провела крупномасштабные виброакустические измерения и теоретический анализ результатов, полученных с использованием лучшей, на тот момент в мире, измерительной аппаратуры, предоставленной германской стороной. В дальнейшем Постановлением Правительства СССР кафедре АЭС была предоставлена аналогичная аппаратура. Это позволило завершить создание на кафедре АЭС МЭИ научной базы виброакустической диагностики АЭС [3], экспериментально подтвердить правомерность применения разработанных методов моделирования колебаний теплоносителя [4, 5] в контурах АЭС с ВВЭР, подтвердить опубликованные ранее результаты расчетно-теоретических оценок акустических характеристик [6]. К числу впервые полученных результатов относятся обнаружение эффекта усиления колебаний давления теплоносителя с определенными частотами в объеме компенсатора давления, приведенными в диссертационной работе аспиранта И. Кобана [7], выполненной под научным руководством К.Н. Проскурякова.

На рисунке 1 изображена пространственная схема ГЦТ (выносками показаны номера участков), а в таблице 1 приведены основные геометрические характеристики.

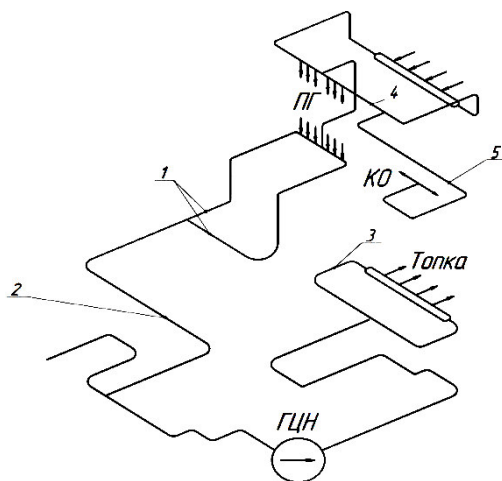


Рис. 1 – Пространственная схема ГЦТ [Main circulation pipeline dimensional diagram]

Таблица 1. – Основные геометрические данные первого контура котла №3 ТЭЦ МЭИ
[Basic geometric data of the first circuit of No. 3 MPEI TPP boiler]

Название	Длина, м	Внутренний диаметр, м
Первый контур	-	-
ГЦК	179	0,187
- ПГ	24,5	0,135
- участок 1	8,4	0,101
- участок 2	55,65	0,177
- участок 3	6,4	0,101
- топка	77,3	0,222
- участок 4	6,75	0,101
- участок 5	12,1	0,101
КО	4,326	0,37

Номинальные параметры теплоносителя: давление 12 МПа, температура на выходе из топки котла – 300 °С (подогрев 30 °С), расход – 180 т/час.

Измерительная система состояла из соединенных экранированным кабелем пьезоэлектрических ДПД и акселерометров, предусилителей, коммутаторов, осциллографа и магнитографа. Основные технические характеристики ДПД приведены в таблице 2.

Таблица 2. – Основные технические характеристики ДПД [Main technical characteristics of pressure pulsation sensors]

№	Технические данные	Тип датчика	
		150р:	ЛХ -608
2	2	3	4
1	Рабочий диапазон давления (динамический), МПа	0,1÷15	3÷60
2	Максимально допустимое давление, МПа	17,5	60
3	Порог чувствительности, МПа	4·10 ⁻⁴	–
4	Коэффициент передачи	300 пКл/МПа	15 мВ/0,1 МПа
5	Собственная частота, кГц	65	30
6	Сопrotивление изоляции, Ом	1013	0,9·10 ⁻⁹
7	Емкость датчика, пФ	5	240
8	Измерение чувствительности в рабочем диапазоне давления, %	±1	–35÷12
9	Измерение чувствительности датчика при температуре (относительный диапазон +20 °С– +100 °С), % (°С)	-0,01	–0,2÷0,5
10	Температурный диапазон, °С	–120÷300 (без охл.)	0÷3000 (прямое охл.)

На рисунке 2 представлена схема расположения датчиков пульсаций давления теплоносителя на ЭУ ТЭЦ МЭИ.

Эксперименты проводились в условиях промышленной эксплуатации. В ходе экспериментов регистрировались пульсации давления теплоносителя и виброускорения оборудования.

На рисунке 3 приведена амплитудно-частотная характеристика пульсаций давления в частотном диапазоне от нуля до 50 Гц в точке X03.

Из рисунка 3 видны выраженные пики на частотах 2,5 Гц, 9,5 Гц, 11,5 Гц, 12 Гц, 15,3 Гц, 17,3 Гц.

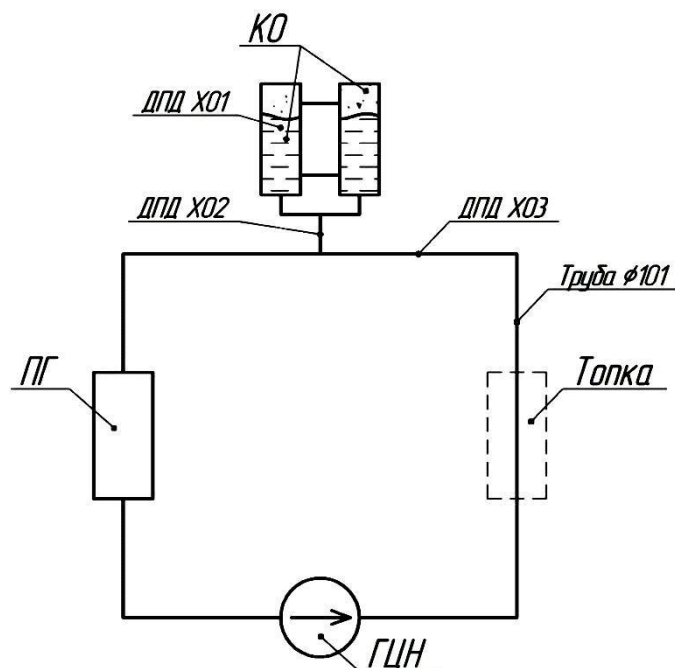


Рис. 2. – Схема расположения датчиков пульсации давления теплоносителя и виброускорения на ЭУ ТЭЦ МЭИ [Configuration of coolant pressure pulsation sensors and vibration acceleration at the MPEI TPP experimental installation]

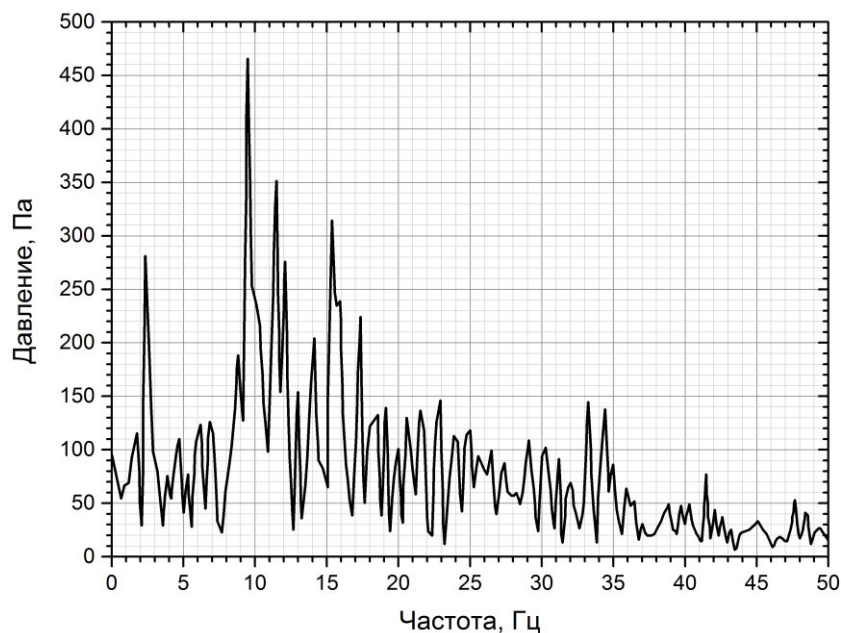


Рис. 3. – АЧХ пульсаций давления в точке X03 [Amplitude and frequency characteristic of pressure pulsations at the X03point]

С использованием результатов измерений пульсаций давления проведен динамический анализ системы. Для этого была построена имитационная модель, которая позволяла оценить её поведение при внесении возмущений, в том числе

изменяющихся во времени.

Имитационная модель описывается системой уравнений, для решения которых применяют нестационарные численные методы. Результатом расчета являются переменные во времени гидравлические параметры потока жидкости в различных расчетных точках системы, характеризующие её реакцию на внешнее возмущение.

Современными учеными и инженерами для исследования и разработки гидравлических систем и их динамического анализа применяются программные продукты, использование которых дает возможность выполнять сложные междисциплинарные расчеты, не требующие больших финансовых и временных затрат.

Для проведения имитационного моделирования наиболее используемыми являются пакеты LMS Imagine.Lab AMESim, Automation Studio, Modelica, MapleSim, SimulationX, MATLAB Simulink. Расчет моделей в данных системах производится с использованием численных методов решения дифференциальных уравнений.

В рамках исследования, в качестве среды для проведения динамического анализа выбран пакет LMS Imagine.Lab AMESim (далее AMESim), разработанный компанией Siemens. AMESim – комплексная платформа 1D междисциплинарного системного моделирования, предназначенная для построения, анализа разнородных систем и прогнозирования их междисциплинарных характеристик.

Для создания имитационной модели в AMESim пользователю доступен широкий набор библиотечных компонентов из различных физических областей: гидравлики, термодинамики, электрике, механике, обработки сигналов и т.д. Программное обеспечение позволяет создать модель, основанную на физических процессах, не требующую полного геометрического 3D представления.

Процесс моделирование в AMESim состоит из трех стадий: моделирование, симуляция и анализ. Стадия моделирования включает в себя:

- построение нодализационной схемы (эскиза модели);
- математическое описание процессов (назначение подмоделей компонентов);
- ввод исходных данных (назначение или ввод параметров компонентов).

На стадии симуляции производится расчет модели, а на стадии анализа – графическая интерпретация полученных результатов и их оптимизация.

Прежде чем поступить к созданию имитационной гидравлической модели необходимо определиться с типом модели гидравлической линии. Модель гидравлической линии должна быть способна описывать волны давления жидкости, учитывать её сжимаемость и гидравлическое трение потока о стенки трубы.

В пакет AMESim включено несколько типов гидравлических моделей, в частности:

- Compressibility and friction hydraulic (сжимаемость и гидравлическое трение);
- Hydraulic line with lumped element;
- Distributive hydraulic line with lumped element;
- Hydraulic line CFD 1D Lax-Wendroff.

Самой элементарной моделью из перечисленных выше, не требующей больших вычислительных затрат, является Compressibility and friction hydraulic. Данная модель используется исключительно для расчета статических потерь на трение и сжатие жидкости и не позволяет оценивать течение и моделировать волны давления, поэтому она не подходит для анализа распространения волн.

Другие две модели основаны на the Lumped Element Method (далее LEM): первая использует один единственный элемент LEM (Hydraulic line with lumped element), другая – «распределенный» LEM (Distributive hydraulic line with lumped element). Основное отличие данных моделей состоит в том, что Distributive hydraulic line with

lumped element делит трубопровод на несколько элементов, в то время как Hydraulic line with lumped element использует только один элемент на весь трубопровод. Каждый элемент моделируется по аналогии с электрическим контуром с подключенными сопротивлением, индуктивностью и емкостью. По данным [8] использование Distributive hydraulic line with lumped element дает более точный результат, по сравнению с Hydraulic line with lumped element ввиду наличия в модели большого количества элементов, однако, это увеличивает вычислительную нагрузку.

Модель Hydraulic line CFD 1D Lax-Wendroff (далее CFD) решает систему уравнений Навье-Стокса в одномерной постановке с использованием вычислительной схемы Лакса-Вендроффа второго порядка точности [9]. Данная модель, предложенная в 1960 г. Лаксом и Вендроффом, позволяет рассчитывать гидродинамические течения с ударными волнами [10] и дает прекрасный результат с минимальными вычислительными усилиями [11],

Модели LEM и модель CFD способны моделировать пульсации давления жидкости с учетом гидравлического трения. Стоит отметить, что в сложных системах с большим числом элементов и протяженными трубопроводами, использование моделей LEM и CFD приводит к увеличению времени вычислений [8].

По рекомендациям [8], для расчета распространения волн давления жидкости в трубопроводе (решения системы уравнений Навье-Стокса) выбрана схема Лакса-Вендроффа.

На рисунке 4 приведена нодализационная схема исследуемой системы, построенная в среде AMESim.

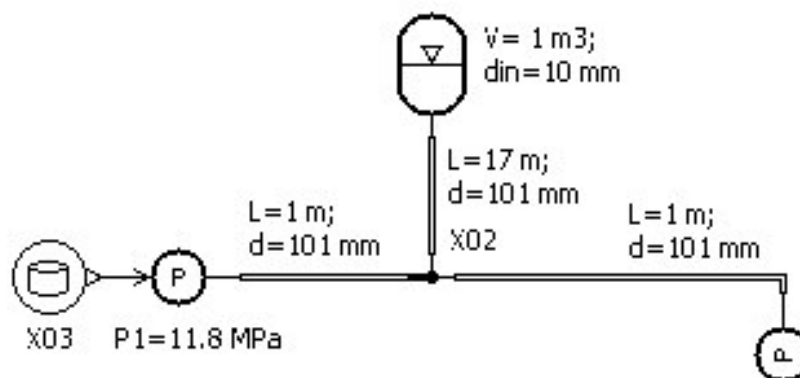


Рис. 4. – Нодализационная схема [Nondation scheme]

Нодализационная схема состоит из ключевых узлов и использует узловую топологию для достоверного моделирования сложной, взаимосвязанной, динамической системы. В схеме используются следующие компоненты: источник динамического давления, источник постоянного давления, трубопровод, гидравлический узел и КО.

Течение вязкой жидкости (сжимаемой и несжимаемой) описывается системой дифференциальных уравнений в частных производных сохранения массы и импульса (уравнения Навье-Стокса) с учётом трения:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + P)}{\partial x} + h_{friction} = 0$$

где ρ – плотность;

t – время;

x – декартова координата;

u – скорость;

P – пьезометрическое давление;

$h_{friction}$ – слагаемое, учитывающее воздействие силы трения на поток.

Решение системы дифференциальных уравнений Навье-Стокса, согласно рекомендациям [8], производится с использованием схемы Лакса-Вендроффа, подробно описанной в [12]

В модели учитывается относительная шероховатость внутренней поверхности трубопровода:

$$rr = \frac{\Delta}{diam}$$

где Δ – средняя шероховатость внутренней поверхности трубопровода;

$diam$ – гидравлический диаметр трубы.

Предполагается, что в КО жидкость имеет такое же давление, что и пар (так как в эксперименте на ТЭЦ МЭИ давление в контуре обеспечивалось посредством КО). Паровой объем КО подчиняется политропному процессу:

$$P \cdot V^\gamma = const$$

где P – давление пара;

V – объем пара;

γ – показатель политропы.

P_0, V_0 – давление предварительного заряда КО, объем жидкости при предварительной зарядке;

P_{gas}, V_{gas} – давление и объем газа;

P_{out} – давление жидкости на выходе из КО;

$\frac{dP_{out}}{dt}$ – изменение давления жидкости на выходе из КО.

Предполагается, что в период времени между предварительной зарядкой КО и в момент времени $t=0$ процесс адиабатный:

$$(P_0 + P_{atm}) \cdot V_0^\gamma = (P_{gas(0)} + P_{atm}) \cdot V_{gas(0)}^\gamma$$

КО будет полностью заряжен, когда давление газа в нем достигнет величины:

$$P_{max} = (P_0 + P_{atm}) \cdot (1000^\gamma) - P_{atm}$$

где P_{atm} – атмосферное давление (1.013 бар).

Условие полного заполнения КО:

$$P_{out} \geq P_{max}$$

Условие полной разрядки КО:

$$P_{out} \leq P_{gas}$$

Давление газа (P_{gas}), объем газа (V_{gas}), и производной от гидравлического давления ($\frac{dP_{out}}{dt}$) устанавливаются в соответствии с этим режимом.

Если КО полностью заряжен, то давление пара в КО находится при своем максимальном значении и минимальном объеме:

$$P_{gas} = P_{max}$$

$$V_{gas} = \frac{V_0}{1000}$$

Если КО полностью разряжен, то давление пара в КО находится при своем минимальном значении и максимальном объеме:

$$P_{gas} = P_0$$

$$V_{gas} = V_0$$

Если КО не полностью заряжен и не полностью разряжен, то давление пара равно давлению жидкости:

$$P_{gas} = P_{out}$$

Объем газа вычисляется с использованием закона политропы:

$$V_{gas} = V_0 \cdot \left(\frac{P_0}{P_{gas}} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Предполагается, что сжимаемость жидкости незначительна по сравнению с сжимаемостью газа и, следовательно, производная по времени от давления жидкости совпадает с производной по времени от давления пара. Таким образом дифференцируя:

$$P \cdot V^\gamma = 0$$

Получаем:

$$\frac{dP_{out}}{dt} = \gamma \cdot \left(\frac{P_{out} + P_{atm}}{V_{gas}} \right) \cdot q_{out}$$

$$\text{где } \frac{dV_{gas}}{dt} = -q_{out}$$

Что эквивалентно объемной упругости:

$$\gamma \cdot (P_{out} + P_{atm})$$

На рисунке 5 приведены АЧХ пульсаций давления в соединительном трубопроводе в точке X02, полученные экспериментально [7] и расчетом.

Из рисунка 5 следует, что вид АЧХ из расчета и эксперимента имеет схожий характер. На частотах 9,5 Гц, 11,5 Гц, 12 Гц, 15,3 Гц, 17,3 Гц есть выраженные пики,

имеющиеся также на АЧХ сигнала, измеренного в точке X03 (рисунок 3). Пики на частотах 0,5 – 1,4 Гц, а также 2,5 Гц обусловлены наличием КО в гидравлической системе первого контура (рисунки 3 и 5).

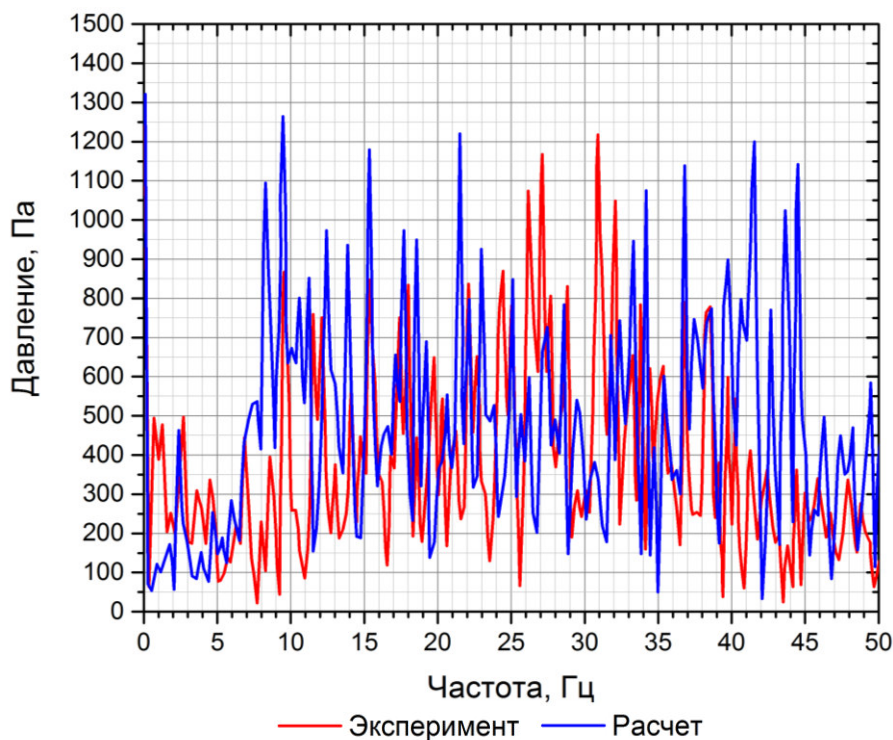


Рис. 5. – АЧХ пульсаций давления в соединительном трубопроводе (точка X02) [Amplitude and frequency characteristic of pressure pulsations in the connecting pipeline (point X02)]

Стоит отметить, что широкополосный характер пиков, вызванных собственными колебаниями теплоносителя, обусловлен тем, что возникновение пульсации давления в определенных источниках является случайным процессом, а избирательные свойства реальной гидравлической системы, состоящие в усилении возмущений на частотах, близких к собственным частотам, проявляются как частотная характеристика реального фильтра. Это приведет к тому, что пики в спектре пульсации давления, вызванные наличием стоячих волн, часто не имеют однозначного максимума, а их небольшое значение выражается в виде размытого набора пиков или ограниченного плато.

Различия вида автоспектров сигналов ДПД X02 и X03 объясняется возможностью расположения соответствующего датчика в месте пучности или узла волны. Кроме того, соединительный трубопровод КО является разветвлением от ГЦК, в котором, в соответствии с геометрией, граничными условиями и скоростью звука могут возникать стоячие волны на своих собственных частотах.

На рисунке 6 приведена временная реализация пульсаций давления в КО (точка X01), а на рисунке 7 – их АЧХ.

Из рисунков 6 и 7 видно, что, в отличие от результатов измерений в точках X03 и X02 (рисунки 3 и 5 соответственно), для КО характерны выраженные низкочастотные колебания (выраженные пики на частотах 1 Гц, 1,5 Гц, 2,3 Гц), тогда как в остальных сигналах преобладают высокочастотные составляющие. Отсутствие тех составляющих, которые в точках X02 и X03 определяют спектры, объясняется наличием в КО паровой демпфирующей подушки, существенно повышающей сжимаемость среды в сосуде. Таким образом, проводимость в выходном узле соединительного трубопровода высока, что, фактически, характеризует неоднородность типа конца трубопровода,

подключенного к большому резервуару, для которой объемный расход – большой, а избыточное давление – маленькое (узел стоячих волн). Стоит отметить, что максимальная величина амплитуды пульсации давления в КО на частоте 1 Гц почти в два раза превышает максимальную величину амплитуды пульсаций давления теплоносителя до КО (в точке X03) на частоте 9,5 Гц. Из чего следует вывод, что КО усиливает пульсации давления подобно резонатору Гельмгольца.

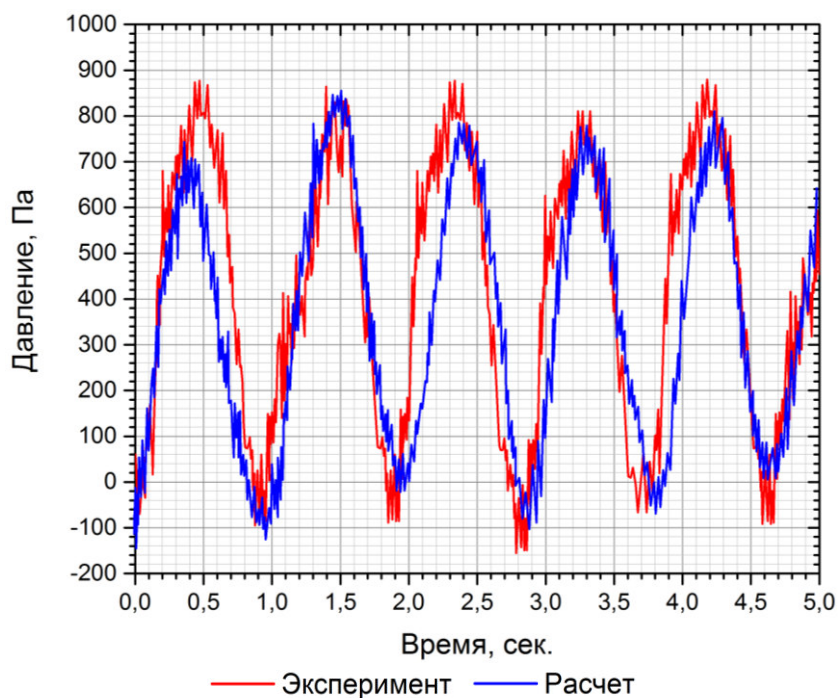


Рис. 6. – Временная реализация пульсаций давления в КО (точка X01) [Temporal realization of pressure pulsations in the volume compensator (point X01)]

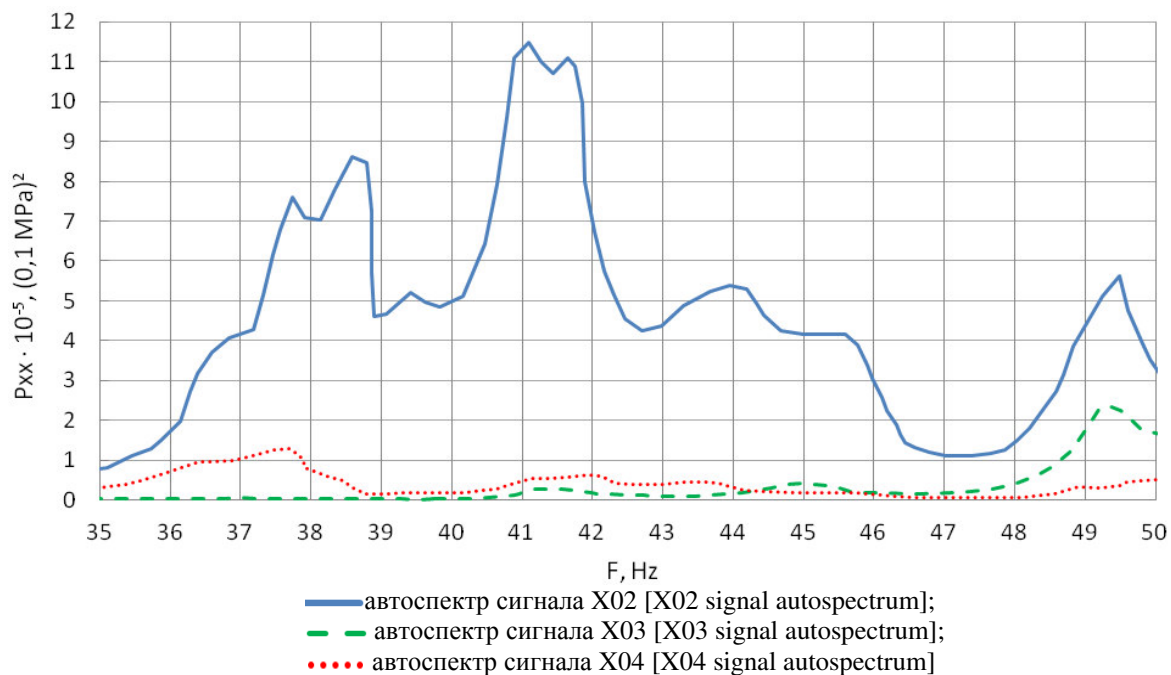


Рис. 7. – Автоспектры пульсации давления теплоносителя сигналов X02, X03 и X04 при давлении 11,8 МПа и температуре 260 °С [Autospectrums of coolant pulsation pressure of signals X02, X03 and X04 at 11,8 МПа pressure and 260 °С]

Из рисунка 7 видно, что в диапазоне частот 35,0-47,5 Гц наблюдается усиление сигнала X02, точка измерения которого расположена в трубопроводе, соединяющем КО и контур. При перемещении среды, заполняющей соединительный трубопровод, в одну и в другую стороны среда в КО испытывает сжатия и разрежения, а давление в ней изменяется. Разность давлений на концах соединительного трубопровода ускоряет массу среды. При этом скорость движения среды в соединительном трубопроводе больше, чем в КО, кинетическая энергия сосредоточена в соединительном трубопроводе, а упругая энергия – в среде внутри сосуда. Таким образом, кинетическая и потенциальная энергии локализуются в разных частях системы «К – соединительный трубопровод»: в среде в соединительном трубопроводе и в среде в КО. В соединительном трубопроводе происходит диссипация энергии, что обуславливает усиление автоспектра сигнала в точке X02 в диапазоне частот 35,0-47,5 Гц.

При проектировании резонатора важно учитывать воздействие вихревого течения в его тракте. Для чего целесообразным является применение методик конечно-элементного моделирования, с использованием которых проводится расчетное обоснование схемы гасителя и оптимальных значений его акустических характеристик. Подобный метод применяет компания Arega, в публикации [14] отмечается, что при оценке и прогнозировании ресурса необходимо учитывать гидродинамическое и акустические параметры потока теплоносителя, а также текущее состояние контактов оборудования с его внутрикорпусными устройствами и со строительными конструкциями. Недостатком данного подхода является привязанность результатов к текущему состоянию, затрудняющего прогнозирование ресурса, сложность и затратность проведения оценочных расчётов.

В отличие от указанного подхода авторами предложен альтернативный вариант обеспечения несущей способности конструкции оборудования ядерной установки, предусматривающий предотвращение условий возникновения максимально возможных динамических нагрузок, вызванных виброакустическим резонансом. Поскольку резонатор Гельмгольца, при определенных условиях является демпфером акустических колебаний заданной частоты, в качестве наиболее эффективного средства предотвращения виброакустических резонансов предлагается использование акустического фильтра частот типа резонатора Гельмгольца. Данное устройство будет обеспечивать подавление акустических колебаний теплоносителя [15] совпадающими с частотами вибраций оборудования, вынужденными колебаниями давления, вызванными работой ГЦН или внешними ударными и сейсмическими воздействиями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теоретическое и экспериментальное обоснование возможности контроля состояния теплоносителя по частоте его собственных колебаний./ Рассохин Н.Г., Проскуряков К.Н., Мухин В.С., Кайль И.И.// Двухфазные потоки. Л.: Наука, Ленинградское отделение, 1988.
2. Воронова, В.П. Парогенератор МЭИ. Пособие по производственному обучению на ТЭЦ МЭИ для студентов специальностей 0310 и 0649 [Текст] / В.П. Воронова. – М., 1975.[
3. Создание научной базы акустической диагностики теплогидравлических процессов в оборудовании АЭС [Текст] / К.Н. Проскуряков, А.К. Устинов // Вестник МЭИ. – 1996. – №3. – С. 51–61.
4. Теоретическое определение частот собственных колебаний теплоносителя в первом контуре АЭС / К. Н. Проскуряков, студенты: С. П. Стоянов, Г. Нидцбалла, А. В. Грязев и др.// Тр. МЭИ. - 1979. - Вып. 407. - С. 87 - 92.
5. Проскуряков К.Н. Теплогидравлическое возбуждение колебаний теплоносителя во внутрикорпусных устройствах ЯЭУ.-М.:МЭИ, 1984, 67 с.
6. Proskuryakov K.N. Early Boiling Detection Method OF Pre-or Post-Accident Situation on WWER and RBMK, SMORN VII, Avignon, France, 19-23 June 1995. Vol. 1, pp. 426–424.
7. Кобан, И. Разработка алгоритма моделирования и экспериментальная оценка собственных

- колебаний теплоносителя контура ВВЭР в эксплуатационных режимах [Текст] / И. Кобан: автореф. ... канд. тех. наук. – М., 1985. – 20 с.
8. *Rapp, J.; Turesson, J.* Hydrostatic Transmission in Wind Turbines – Development of Test Platform. Dissertation (Master Thesis in Fluid Power). Department of Management and Engineering, Division of Fluid Power and Mechatronic Systems, Linköping University, Linköping, 2015.
 9. LMS Imagine, Contents of the hydraulic lines library: Hlg0020d-hydraulic line cfd 1d lax-wendroff (c-ir-***-c-ir), 2013.
 10. *Lax P.D., Wendroff B.* A960. Systems of Conservation Laws. – Comms. Pure and Appl. Math., V. 13, pp. 217–237.
 11. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. В 2-х т. Т. 1 пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 384 с., ил.
 12. *Winterborne D.E.* Theory of engine manifold design: wave action methods for IC engines, Professional Engineering Publishing, 2000.
 13. *Lari Kela.* Attenuating amplitude of pulsating pressure in a low-pressure hydraulic system by an adaptive Helmholtz resonator. Faculty of Technology, Department of Mechanical Engineering, University of Oulu, P.O. Box 4200, FI-90014 University of Oulu, Finland. Acta Univ. Oul., 2010. p. 354.
 14. *ANP-10306NP.* Comprehensive vibration assessment program for U.S. EPR reactor internals. Technical report. 2013.
 15. *Проскуряков К.Н.И., Федоров А.И., Запорожец М.В.* Прогнозирование условий возникновения в первых контурах АЭС с ВВЭР виброакустических резонансов с внешними периодическими нагрузками. Теплоэнергетика, 2015, № 8, С. 1–7.

REFERENCES

- [1] Теоретическое и экспериментальное обоснование возможности контроля состояния теплоносителя по частоте его собственных колебаний. / Рассохин Н.Г., Проскуряков К.Н., Мухин В.С., Кайл' И.И. // Двухфазные потоки. Л.: Наука, Ленинградское отделение, 1988.
- [2] *Voronova V.P.* Парогенератор МЭИ. Справочник по производственному обучению на ТЭС МЭИ для студентов специальностей 0310 и 0649 [Steam Generator MPEI. Manual on Production Training at TPP MPEI for Students of Specialties 0310 and 0649]. М. 1975. (in Russian)
- [3] *Проскуряков К.Н., Устинов А.К.* Создание научной базы акустической диагностики теплогидравлических процессов в оборудовании АЭУ [Creation of a Scientific Basis for Acoustic Diagnostics of Thermal Hydraulic Processes in NPP Equipment]. Vestnik MEI [Bulletin of MPEI], 1996, №3, pp. 51–61. (in Russian)
- [4] Теоретическое определение частот собственных колебаний теплоносителя в первом контуре АЭС / К. Н. Проскуряков, студенты: С. П. Стоянов, Г. Нидтсбала, А. В. Грызев и др. // Тр. МЭИ. - 1979. - Вып. 407. - С. 87 - 92.
- [5] *Проскуряков К.Н.* Теплогидравлическое возбуждение колебаний теплоносителя во внутрикорпусных устройствах ЯАЭУ.-М.:МЭИ, 1984, 67 с.
- [6] *Проскуряков К.Н.* Early Boiling Detection Method OF Pre-or Post-Accident Situation on WWER and RBMK, SMORN VII, Avignon, France, 19-23 June 1995. Vol. 1, pp. 426–424. (in English)
- [7] *Koban I.* Разработка алгоритма моделирования и экспериментальная оценка собственных колебаний теплоносителя контура ВВЭР в эксплуатационных режимах [Development of Modeling Algorithm and Experimental Estimation of the Natural Oscillations of the WWER Circuit Coolant in Operating Conditions]. Автореферат на соискание ученой степени кандидата технических наук [Thesis abstract of PhD in Engineering]. М. 1985. 20 p. (in Russian)
- [8] *Rapp, J.; Turesson, J.* Hydrostatic Transmission in Wind Turbines – Development of Test Platform. Dissertation (Master Thesis in Fluid Power). Department of Management and Engineering, Division of Fluid Power and Mechatronic Systems, Linköping University, Linköping, 2015. (in English)
- [9] LMS Imagine, Contents of the hydraulic lines library: Hlg0020d-hydraulic line cfd 1d lax-wendroff (c-ir-***-c-ir), 2013. (in English)
- [10] *Lax P.D., Wendroff B.* A960. Systems of Conservation Laws.— Comms. Pure and Appl. Math., V. 13, pp. 217–237. (in English)
- [11] Вычислительная гидромеханика и теплообмен [Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer]. In 2 vol. Vol. 1. М.:Pub. Mir, 1990, 384 p. (in Russian)
- [12] *Winterborne D.E.* Theory of engine manifold design: wave action methods for IC engines, Professional Engineering Publishing, 2000. (in English)
- [13] *Lari Kela.* Attenuating amplitude of pulsating pressure in a low-pressure hydraulic system by an adaptive Helmholtz resonator. Faculty of Technology, Department of Mechanical Engineering,

- University of Oulu, P.O. Box 4200, FI-90014 University of Oulu, Finland. Acta Univ. Oul., 2010. p. 354. (in English)
- [14] ANP-10306NP. Comprehensive vibration assessment program for U.S. EPR reactor internals. Technical report. 2013. (in English)
- [15] Proskuriakov K. N., Fedorov A. I., Zaporozhets M. V., Predicting the Conditions under Which Vibration-acoustic Resonances with External Periodic Loads Occur in the Primary Coolant Circuits of WWER Based NPPs, Thermal Engineering Vol. 62, No.8, pp. 553–559 (2015). (in English)

Application of LMS Imagine.Lab Amesim Package for Simulation the Propagation of Pressure Waves Liquid in Pipeline

K.N. Proskuryakov*, A.I. Fedorov, M.V. Zaporozhets***

** National Research University «MPEI»,
Krasnokazarmennaya St., 14, Moscow, Russia, 111250*

¹ e-mail: ProskuriakovKN@mpei.ru

ORCID: 0000-0002-1884-5576

WoS ResearcherID: I-3583-2017

³ ORCID: 0000-0002-8017-5200

WoS ResearcherID: K-3710-2017

*** Novovoronezh Nuclear Power Plant the branch of «Rosenergoatom Concern» JSC*

Yuzhnaya St., 1, Plant zone, Novovoronezh, Voronezh region, Russia, 396072

² ORCID: 0000-0002-5661-9502

WoS ResearcherID: K-3752-2017

Abstract – The paper considers the development of a technique for calculating the propagation of liquid pressure waves in pipelines for a large-scale experimental thermohydraulic model of a VVER-440 double-circuit steam generating plant. It is shown that the pressure compensator amplifies the pressure pulsations, as a Helmholtz resonator. As the Helmholtz resonator under certain conditions is a damper for acoustic oscillations of a given frequency, it is proposed to use an acoustic frequency filter of the Helmholtz resonator as an effective means of preventing vibroacoustic resonances at the NPP. A technique for calculating the propagation of pressure waves in the pipelines of the experimental stand of the MPEI TPP is developed. It is shown that the volume compensator can amplify the acting oscillations.

Keywords: LMS Imagine.Lab AMESim, pressure waves, pressure pulsations, Lax-Vendroff scheme, Navier-Stokes equations.