На правах рукописи

ТОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

СТОЛОТНЮК ЯРОСЛАВА ДОНАТОВНА

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ГИДРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ ТРУБНЫХ ПУЧКОВ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ РЕАКТОРНЫХ УСТАНОВОК В ПОПЕРЕЧНОМ ПОТОКЕ

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

Автореферат диссертации на соискание
учёной степени кандидата технических наук

Москва – 2004

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана

Научный руководитель	–	доктор технических наук, профессор **Солонин В. И.**
Официальные оппоненты	–	доктор технических наук **Федотовский В.С.**
	–	доктор технических наук, профессор **Данилов В.Л.**
Ведущее предприятие	–	Федеральное государственное унитарное предприятие научно-исследовательский и конструкторский институт энерготехники (**ФГУП НИКИЭТ**)

Защита диссертации состоится «16» июня 2004 г. в 14^{30} в аудитории 331э (тел. для справок (095)263-62-34) на заседании диссертационного совета Д 212.141.08 в Московском Государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана по адресу: 105005, Москва Б-5, 2-ая Бауманская ул., дом 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н. Э. Баумана

Автореферат разослан «29» апреля 2004 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
кандидат технических
наук, доцент

Копосов Е.Б.

Общая характеристика работы

Актуальность проблемы. Повышение надежности оборудования на этапе проектирования основано на использовании лишенных излишнего консерватизма методик расчета, в частности теплообмена, гидродинамических нагрузок, динамического поведения элементов конструкций, использовании прогрессивных конструкторских решений оборудования. Одним из широко распространенных элементов оборудования атомных и тепловых станций является теплообменные аппараты, парогенераторы с поперечно обтекаемыми потоком жидкости (газа) трубными пучками, характеристики которых в значительной степени определяют надежность и экономичность энергоблоков.

В ряде реализованных и проектируемых теплообменных аппаратов и парогенераторов (реакторные установки «Суперфеникс» (Франция), MRX (Япония), ISIS (Италия), БРЕСТ-300 (Россия)) применены трубные пучки в форме спиральных змеевиков, имеющие в соседних рядах встречное или параллельное направление навивки змеевиков (углы наклона оси к горизонту φ составляют от 2°30′ до 8°30′). Такое решение поверхности теплообмена позволяет улучшить перемешивание потока теплоносителя, повышает равномерность температурных распределений в теплообменных аппаратах.

Цель работы состоит в разработке модели гидродинамического взаимодействия потока теплоносителя и трубного пучка поверхности теплообмена со встречным направлением навивки, определении нестационарных гидродинамических нагрузок на трубы пучка, необходимых для выбора конструктивных решений, обоснования циклической прочности.

Для достижения цели работы использованы математическое (на базе программного комплекса «ANSYS» и программы «NLSYS») и физическое (с использованием гидродинамического стенда «Э7-ЭЛЕМАШ» кафедры «Ядерные реакторы и установки» МГТУ им.Н.Э.Баумана) моделирование.

Целью математического моделирования являлось описание гидроупругих взаимодействий подсистемы жидкости и подсистемы трубного пучка.

Целью физического моделирования являлось изучение течения в модели и определение нестационарных нагрузок, действующих на трубы пучка; получение экспериментальных данных, необходимых для верификации математической модели гидроупругих взаимодействий.

Научная новизна работы заключается в следующем:

Предложена модель расчета вынужденных гидроупругих колебаний трубных пучков со встречной навивкой спиральных змеевиков, базирующаяся на использовании

- линеаризованной модели жидкости для описания гидроупругих взаимодействий трубных пучков, образованных змеевиками различной геометрии (P/d, S/d , φ могут изменяться в широком практически значимом диапазоне; плотность жидкости и собственная частота изолированных труб пучка – любая);

- реализаций случайных гидродинамических нагрузок, полученных в условиях физического моделирования течения во фрагменте трубного пучка парогенератора (P/d=1,3, S/d=1,9 , φ = 8°30′, плотность жидкости ≈ 1000 кг/м^3, собственная частота труб ≈ 33 Гц, число Рейнольдса течения от $1{,}3\cdot10^4$ до $3{,}9\cdot10^4$);
- установленной экспериментально связи между величиной случайных нагрузок и гидравлическим сопротивлением рядов трубного пучка.

Определены случайные гидродинамические нагрузки (в поперечном сечении, вдоль образующей на трубе-зонде в целом) труб пучка и выполнен анализ источников и изменения случайных нагрузок.

Получены систематические экспериментальные данные о пульсациях давления на поверхности труб (12 одновременно фиксируемых реализаций в сечении или вдоль образующей), расположенных в разных областях трубного пучка модели и на поверхности кожуха модели.

Получены систематические экспериментальные данные о движении (виброускорениях) рядом расположенных труб (фрагмент трубного пучка 5x5) в условиях модельного течения и в макронеподвижной воде.

Диссертант защищает приведенные выше научные положения.

Практическая ценность работы определяют:

Возможность расчета виброперемещений трубных пучков исследованной геометрии с использованием развитой модели расчета вынужденных гидроупругих колебаний при проектных обоснованиях трубных поверхностей.

Возможность использования экспериментальных данных о случайных гидродинамических нагрузках и соответствующих им виброускорениям для верификации программных средств расчета вибрационных характеристик трубных пучков.

Апробация работы: Основные результаты работы обсуждались на научных семинарах кафедры Э7, были представлены на Московской конференции молодых ученых «Научно-технические проблемы развития Московского мегаполиса», состоявшейся 19-21 ноября 2002 г. в Москве, Институте машиноведения им.А.А.Благонравова РАН и на Российской межотраслевой школе-семинаре «Проблемы вибрационной и акустической динамики конструкций и гетерогенных сред», проходившей с 23 по 24 июня 2003 г. в г.Обнинске Калужской области. Доложены методики и результаты расчетного и физического моделирования.

Личный вклад автора:

На протяжении ряда лет диссертант принимал активное участие в работах по изучению гидродинамики, турбулентной структуры течения в трубных пучках, взаимодействия потока и упругих трубных систем. Диссертантом практически реализованы модели гидроупругости в трубных пучках различной геометрии, выполнена обработка и обобщение экспериментальных данных о колебаниях трубных пучков в макронеподвижной и движущейся жидкости

(воде), разработаны подходы, позволяющие рассчитывать вынужденные колебания трубных пучков в потоках теплоносителей различной плотности.

Основные результаты были получены автором, участвовавшим в исследованиях оборудования РУ БРЕСТ-300 ОД по заданиям ФГУП НИКИЭТ им.Н.А.Доллежаля, в период 2000…2003 г.г.

Научные труды:

Результаты диссертационной работы отражены в двух статьях и научно-техническом отчете.

Объем работы:

Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных результатов и списка использованных источников. Объем диссертации составляет 198 страниц, 86 рисунков, 21 таблицу. Список использованных источников включает 69 наименований.

Список условных обозначений

d – диаметр трубы; P (S) - продольный (поперечный) шаг расположения труб в пучке; φ - угол навивки труб, угловая координата отбора давления; x, y, z - координаты; τ - время; r – радиус трубы; $p_i(z,\tau)$ - значение пульсаций давления в точке φ_i в сечении z=0; i – номер отбора пульсаций давления; $\overline{\rho_{ij}}(\Delta z, r, \varphi_i)$ - среднее по длине Δz на угловом положении φ_i значение коэффициента корреляции пульсаций давления, определенного в общей полосе; P'_x - проекция случайной нагрузки на ось x, отнесенная к единице длины; w_x– среднерасходная скорость, отнесенная к площади проходного сечения пучка труб на просвет; $Sh = f_s \cdot d / w_x$ - число Струхаля; $Re = \rho \cdot d \cdot w_x / \mu$ число Рейнольдса; $Eu = \Delta P / \rho\, w_x^2$ - число Эйлера, ΔP потери давления; ρ - плотность; μ – динамическая вязкость; f_i – i-ая собственная частота колебаний системы труб в жидкости; f_0 – собственная частота колебаний трубы в воздухе; $\{u\}$ - вектор узловых перемещений; $[M],[C],[K]$ - соответственно глобальные матрицы масс, демпфирования и жесткости; $\{F\}$- вектор узлового силового воздействия; ANSYS – программный комплекс для конечно-элементного анализа; NLSYS – расчетная проблемно-ориентированная программа.

Основное содержание работы

Во введении обосновывается актуальность рассматриваемой проблемы и приведена формулировка целей работы.

В первой главе кратко охарактеризована предыстория экспериментальных исследований гидродинамических процессов и колебаний в трубных пучках (работы А.А. Жукаускаса, С.С. Чена, Пейдуссиса М.П и др.).

Проведен анализ теоретических основ описания явлений гидроупругости применительно к поперечно-обтекаемым пучкам труб. Известные методики динамического расчета трубных систем, предложенные в работах С.С.Чена, базирующиеся на использовании коэффициентов присоединенных масс, гидродинамического демпфирования и гидродинамической жесткости требует проведения сложных экспериментов при возбуждении каждой трубки пучка с

определенным кинематическим законом движения. Реализация этого подхода с использованием метода конечных элементов представлена в работах Е.Н.Синицына, В.Ю.Сахарова и др. ученых. Обосновывается необходимость для расчетной оценки уровня вибраций использовать экспериментальные данные по случайным гидродинамическим силам, действующим на трубы пучка.

Анализируется возможность постановки задачи динамики пучка труб в жидкости, развитая в работах А.С.Вольмира, Л.В.Смирнова, С.Л.Перова и др., в виде совместного решения уравнений движения упругой конструкции и взаимодействующей с ней жидкости.

Обсуждаются особенности гидроупругих процессов в перспективных поверхностях теплообмена в форме пучков со встречной навивкой соседних пакетов труб: расстояние между трубами соседних пакетов меняется вдоль образующей труб, геометрия размещения труб имеет периодически повторяющийся характер. Отмечается крайне ограниченный объем исследований структуры потока и детальных механизмов возбуждения колебаний труб в подобных пучках.

В конце главы даны выводы и сформулирована цель исследования.

Во второй главе проводится обоснование выбора и реализация экспериментального метода исследования, описывается экспериментальная модель, первичные преобразователи и методика эксперимента, оцениваются погрешности измерений и расчетов.

Моделирование в экспериментах осредненного течения (равенство *Re* и *Eu*) является основанием для утверждения, что и пульсационная структура турбулентного потока в модели воспроизводит пульсационную структуру натурного потока теплоносителя. Определены условия моделирования характеристик течения на входе в трубный пучок. Сделан вывод, что реализованные пульсации скорости, масштабы турбулентности в модельном течении при условии геометрической идентичности трубных пучков (d, $P(S)$), позволяют в условиях модельных экспериментов получить натурные значения случайных нагрузок, действующие на трубы парогенератора БРЕСТ 300-ОД.

Исследование динамического поведения труб в потоке воды в диапазоне чисел *Re* от $(1{,}3\ldots3{,}9)\cdot10^4$ выполнено на специально созданном контуре гидродинамического стенда, представляющем собой замкнутую петлю с принудительной циркуляцией воды. Конструктивное решение модели представлено на рис.1. В модели установлены 5×15 труб (5- число рядов в поперечном к потоку направлении, 15 – в продольном) с продольным шагом P/d =1,3, поперечным S/d =1,9 и углом наклона к горизонту φ = 8°30′. Обтекаемая длина трубы ~0,4 м выбиралась из условия малости влияния стенок канала на структуру течения в пучке труб. При этом проточная часть пучка содержала четыре области периодически повторяющейся вдоль оси труб геометрии их упаковки (рис.2). Входное устройство в виде решетки с отверстиями ∅ 2 мм обеспечивало равномерность распределения средней

скорости по входному в трубный пучок сечению с максимальным отклонением локальной средней скорости от средней по сечению скорости не превышающей ± 10 % и близкие к реальным начальные масштабы турбулентности.

Для анализа эффектов гидроупругости в макронеподвижной жидкости использовалась как представленная выше модель, так и дополнительная физическая модель конструктивно аналогичная, но с параллельными трубами пучка, не имеющими наклона к горизонту.

В основе экспериментальных исследований - измерение пульсаций давления на поверхности труб C1, C3, C5, C7, C11, D11, E11, C13, C15 и стенках кожуха, виброускорений (виброперемещений - ограниченно) пучка 5x5 гибких труб-зондов, установленных в области установившегося течения: трубы A8...A12, B8...B12, C8...C12, D8...D12, E8...E12 (см.рис.1).

Для анализа и обработки случайных сигналов пульсаций давления, виброускорений и виброперемещений была использована информационно-измерительная система кафедры Э7 МГТУ им.Н.Э.Баумана, в состав которой входит: многоканальная плата сбора данных с встроенным высокоскоростным коммутатором и 12-разрядным аналого-цифровым преобразователем (АЦП); 16-канальный блок устройств выборки и хранения, обеспечивающий одновременную выборку и запоминание мгновенных значений входных сигналов напряжения по 16 каналам на время необходимое для опроса и аналого-цифрового преобразования всех входных сигналов с частотой дискретизации до 4000 Гц и реализацией до 2^{16} точек.

Для измерения пульсаций давления на поверхности труб использовались неподвижные измерительные зонды с импульсными отверстиями для отбора давления диаметром 0,8 мм, что позволило определить гидродинамические силы, возникающие вследствие воздействия потока жидкости на трубы. Использованы 2 типа измерительных зондов: зонд с 12-ю отборами, расположенными по периметру трубы в одном сечении (рис.3) и зонд с 12-ю отборами на одной образующей трубы (рис.4).

В качестве первичных преобразователей пульсаций давления и виброускорений использованы тензорезистивные датчики, разработанные по техническому заданию кафедры Э7, изготовленные и метрологически аттестованные в ЛИИ им.М.М.Громова. Первичные преобразователи пульсаций давления располагались вне экспериментальной модели и были соединены измерительными зондами гибкими трактами, обеспечивающими частотный диапазон системы измерений до 500 Гц и отсутствие фазовых искажений.

Для измерения виброускорений и виброперемещений разработаны гибкие (податливые) трубы-зонды, образованные практически жесткой трубой натурного размера ∅ 17x3 (участок, обтекаемый потоком) и гибкой трубой ∅ 9,15x0,65, коаксиально закрепленной через слой эпоксидной смолы в жесткой трубе. Внутрь трубки ∅ 9,15 устанавливался двухкомпонентный виброакселерометр, на внешней поверхности размещались тензорезисторы в сечениях с наибольшими деформациями. Значение собственной частоты труб-

зондов в воздухе равнялась среднему значению, реализованному в физической модели пучка труб размерением 5х5 (разброс значений собственных частот составлял ± 11 %). Экспериментальное определение частот и форм колебаний проводилось с использованием методом начального отклонения от положения равновесия одной из труб пучка.

Поскольку согласно данным А.А.Жукаускаса при $10^4 < Re < 10^5$ составляющая силы трения не превышает 6...3 % силы давления, гидродинамическая сила, действующая на трубу, определялась как обусловленная, в основном, силами давления.

Проекции случайных нагрузок P'_x и P'_y, отнесенных к единице длины трубы, вычислялись по соотношениям:

$$P'_y(\tau,\Delta z) = \frac{2\pi r}{12}\sum_{i=1}^{12} p_i(z,\tau)\cdot\overline{\rho_{7j}}(\Delta z, r, \varphi_i)\sin(\frac{\pi}{6}(i-1))\,; \qquad (1)$$

$$P'_x(\tau,\Delta z) = \frac{2\pi r}{12}\sum_{i=1}^{12} p_i(z,\tau)\cdot\overline{\rho_{7j}}(\Delta z, r, \varphi_i)\cdot\cos(\frac{\pi}{6}(i-1))\,, \qquad (2)$$

где $p_i(z,\tau)$ - пульсация давления в точке φ_i в сечении z=0; i – номер отбора пульсаций давления; $\overline{\rho_{7j}}(\Delta z, r, \varphi_i)$ -среднее по длине Δz на угловом положении φ_i значение коэффициента корреляции пульсаций давления, определенного в общей полосе частот (j=1...12). Коэффициенты корреляции $\rho_{7j}(\Delta z, r, \varphi_i)$ определялись по измеренным пульсациям давления на образующей трубы-зонда (рис.4) в 12-ти точках (Δz=6 мм – расстояние между отборами давления вдоль образующей), расположенных в пределах участка периодичности структуры трубной навивки. При Δz=0 $\overline{\rho_{7j}} = \rho_{77} = 1$ и (1) и (2) соответствуют случайной нагрузке в сечении z=0, совпадающем с сечением измерения пульсаций давления №7 измерительного зонда (рис.4).

При анализе методической погрешности учитывались выявленные до и после эксперимента составляющие систематической погрешности измерений, возникающих из-за электрического шума цепи измерения, обусловленные непостоянством условий термостатирования (средств измерения), а также заземлением всех элементов измерительной цепи и влияниями вибраций на первичные преобразователи. Оценка инструментальной погрешности проводилась с учетом анализа систематической погрешности средств измерительной цепи, при этом оценка случайной составляющей включала анализ квазистационарных условий гидродинамики изучаемого потока в рабочем участке модели пучка. Определяющими были случайные погрешности.

Доверительные границы случайной погрешности с вероятностью P=0,95, принятой за погрешность измерения среднеквадратичных значений пульсаций давления, составляли в относительном виде ± 45,6 %. Доверительные границы случайной погрешности определения нагрузки по распределению мгновенных значений пульсаций давления на поверхности трубы-зонда не превышали ± 86,0 % (Re=3,9·10^4); измерения виброускорений ± 15,0 % (практически не зависит от режима течения); измерения силовой нагрузки и виброперемещений на

измерительных зондах с тензорезистивными преобразователями ± 20,5 %. Максимальная погрешность расчета перемещений труб в пучке при внешней нагрузке составила ~10 % в области близкой к собственной частоте трубы-зонда.

Экспериментально полученные значения гидравлического сопротивления хорошо согласуются с известными результатами А.А.Жукаускаса, полученными для коридорного расположения труб в пучке с продольным шагом P/d =1,3 и поперечным - S/d =1,9.

В третьей главе представлена методика расчетного моделирования динамики системы труб в жидкости и результаты сравнительного анализа экспериментально полученных и расчетных значений виброускорений в неподвижной жидкости при детерминированной нагрузке в виде мгновенно снятой постоянной силы, приложенной в среднем сечении трубы и определяющей начальное отклонение.

Для расчетного моделирования динамики пучка труб в жидкости использован конечно-элементный подход при условии линеаризации уравнений движения жидкости, что приемлемо для расчета малых колебаний. Уравнения движения для жидкости и упругого элемента трубы представляются в Лагранжевой постановке. Для жидкости в качестве переменных используется смещение. Метод базируется на конечных элементах с приведенными свойствами материала. Для реализации изложенного метода использован программный комплекс ANSYS и программа NLSYS. Жидкость моделировалась объемными элементами с тремя степенями свободы в каждом узле (u_x, u_y, u_z), трубки пучка – оболочечными (рис.5). Граничные условия на поверхности труб задавались в форме равенства давлений. На границе жидкости и оболочки устанавливалась связь только в радиальном направлении, в тангенциальном и осевом направлениях допускалось свободное скольжение.

При моделировании вынужденных колебаний пучка труб в жидкости решались уравнения:

$$[M]\{\ddot{u}\}+[C]\{\dot{u}\}+[K]\{u\}=\{F\}, \qquad (3)$$

где $\{u\}$ - вектор узловых перемещений, $[M],[C],[K]$ - соответственно глобальные матрицы масс, демпфирования и жесткости, $\{F\}$- вектор узлового силового воздействия, а точками указано дифференцирование по времени.

Метод Ньюмарка, реализованный в программе NLSYS, был использован для интегрирования уравнения по собственным модам (метод суперпозиции мод). При этом использованы полученные при решении собственной задачи матрицы жесткости и масс.

В виде, использованном для решения собственной задачи, конечно-элементная модель неэффективна для расчета вынужденных колебаний, так как число степеней свободы очень велико и расчет потребует чрезмерно больших вычислительных ресурсов. В связи с этим проводилась конденсация (редуцирование) модели по методу, суть которого состоит в разделении всех

степеней свободы данной модели на базовые и зависимые и последующем редуцировании модели путем конденсации зависимых степеней свободы.

При расчете вынужденных колебаний использована модель демпфирования Рэлея. Для преобладающей роли конструкционного демпфирования матрица демпфирования определяется через матрицы масс и жесткости

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K], \qquad (4)$$

где α, β - коэффициенты, подбираемые эмпирически по экспериментально полученным вибрационным откликам системы. В данной работе эти коэффициенты определялись при возбуждении колебаний трубки в неподвижной жидкости. Следует отметить, что такой подход не позволяет учитывать все особенности гидродинамического демпфирования, например у стенки канала, чем можно объяснить некоторое завышение расчетных амплитуд колебаний по сравнению с экспериментальными данными.

Верификация решения собственной задачи проводилась косвенно: сравнивались результаты численного и физического моделирования затухающих вынужденных колебаний, вызванных снятием начальной нагрузки на одну из трубок (рис.6 и 7, возбуждалась трубка №13). Экспериментально полученные результаты, описывающие динамическое поведение пучка труб в неподвижной жидкости, характерный вид спектральной плотности при реализации переходного процесса виброколебаний труб в пучке представлены на рис.6.

Экспериментально показано, что жидкая подсистема эффективно связывает колебательные процессы в соседних трубках. Значение коэффициента когерентности в области реализованного спектра частот высокое ~0,8...0.9. Чувствительности датчиков виброускорений достаточно, чтобы отследить возбуждение всех трубок системы 5x5. Для модели с горизонтальным расположением труб расчетные частоты характерных максимумов энергии смещены по отношению к экспериментально полученным значениям в сторону более низких значений (на величину ~ 3 Гц при собственной частоте 39,5 Гц). Последнее можно объяснить некоторым завышением присоединенной массы в расчете. Для модели с наклоненными трубами различие в частотах характерных максимумов энергии значительно ниже, чем в модели с горизонтальным расположением труб. Это, вероятно, связано с более широким спектром собственных частот (большая дискретность) для такой системы. Такой спектр собственных частот ($0,6 < f_i/f_0 < 3,8$) системы с наклоненными трубами объясним меньшей связностью системы из-за увеличения эффективного расстояния между взаимодействующими при колебаниях трубками. При возбуждении одной трубки реализуется спектр вблизи какой-то одной частоты.

<u>В четвертой главе</u> приводятся результаты экспериментальных исследований на физической модели в потоке жидкости, проводится анализ общих характеристик течения и гидродинамических нагрузок, действующих на

трубы.

Обобщение результатов измерения распределения статического давления на чехле экспериментальной модели показывает, что для пучка исследованной геометрии гидравлическое сопротивление для стабилизированного участка течения, начиная с седьмого ряда, определяется зависимостью:

$$\Delta P_c = \langle 0{,}15 (\frac{\mathrm{Re}}{3\cdot 10^4})^{-0{,}14} \pm 0{,}02 \rangle \cdot n \frac{\rho w_x^2}{2}, \qquad (5)$$

справедливой в диапазоне чисел Рейнольдса от $1{,}3\cdot 10^4$ до $3{,}9\cdot 10^4$.

где $Re = w_x \cdot d\rho/\mu$ - число Рейнольдса, w_x– среднерасходная скорость, отнесенная к площади проходного сечения пучка труб на просвет, n – число рядов труб в пучке.

Измерение пульсаций давления на поверхности труб, расположенных в позициях C1, C3, C5, C7, C11, D11, E11, C13, C15 (рис.1) осуществлено зондами с отборами давления по периметру, измерения зондами с отборами вдоль образующей - в позициях C11, E11 (область установившегося течения), и стенок кожуха (на оси модели в сечениях Е-Е и Б-Б вдоль пучка (рис.2)), виброускорений (виброперемещений - ограниченно) пучка 5x5 гибких труб-зондов, установленных в области установившегося течения (позиции A8…A12, B8…B12, C8…C12, D8…D12, E8…E12).

Исследованные режимы обтекания труб в пучке соответствовал числам Рейнольдса $1{,}3\cdot 10^4$; $2{,}1\cdot 10^4$; $2{,}8\cdot 10^4$; $3{,}3\cdot 10^4$; $3{,}9\cdot 10^4$.

Для энергетических спектров пульсаций давления в первых рядах пучка характерны следующие особенности: наличие энергетического максимума на детерминированной частоте ~27 Гц (Sh~0,25) близкой к оборотной частоте насоса; область максимума энергии, связанного с дискретными вихревыми структурами потока, отмечена в первых рядах и смещена в более высокочастотную область Sh~0,5…0,6.

Полученные автокорреляционные функции пульсаций давления на измерительных зондах с отборами по периметру показали, что течение содержит пульсации давления, коррелированные во всем течении на всех режимах. Течение содержит периодическую низкочастотную составляющую. Временной масштаб пульсаций составляет ~0,3 с. Среднее время жизни энергосодержащих вихрей составляет ~0,1…0,12 с во всех точках измерений в области неустановившегося течения. При больших числах Рейнольдса в области установившегося течения в кормовых зонах труб наблюдается также уменьшение масштаба энергосодержащих вихрей, что связано с образованием зон завихренности в корме. Особенностью течения является присутствие низкочастотных пульсаций давления общеконтурного характера.

Анализ коэффициентов взаимной корреляции, характеризующих связность потока по периметру обтекаемой трубы, показал, что в области неустановившегося течения нет ярко выраженных областей рециркуляции потока. Поток хорошо коррелирован по всему периметру при всех числах

Рейнольдса. В области установившейся геометрии и установившегося течения высокая коррелированность наблюдается лишь при меньшем числе *Re*.

Исследования показали, что энергетический спектр пульсаций давления на поверхности труб зависит от угла φ. Для всех спектров отмечается высокая спектральная плотность энергии при $Sh < 0{,}1$. Здесь отмечается наибольший разброс экспериментальных данных, что свидетельствует о неопределяющей роли потока $((\rho w_x^2)/2)$ в происхождении этих пульсаций давления. Форма спектра говорит об отсутствии в потоке дискретных вихрей, структура потока достаточно однородна.

Полученные в области установившегося течения величины коэффициента корреляции, уменьшающиеся при увеличении расстояния вдоль образующей измерительного зонда, позволили судить о средней протяженности района когерентного действия турбулентных масс жидкости. Для скоростей потока более 1,0 м/с ($Re = 2{,}1 \cdot 10^4$) длина корреляции составила $\sim 1{,}5 \cdot d$ на всех углах поворота зонда (φ). Для более низких скоростей наличие в потоке низкочастотных энергетически значимых когерентных продольных структур приводит к некоторому увеличению длины корреляции.

Анализ зависимости полученных среднеквадратичных величин сил в области установившегося течения (по результатам измерения пульсаций давления в одном сечении, без учета распределения коэффициента корреляции вдоль образующей) для различных труб-зондов от изменения скорости потока $Re > 2{,}8 \cdot 10^4$ показывает, что с увеличением скорости потока продольная и поперечная компоненты сил увеличиваются монотонно. Их аппроксимация имеет вид (погрешность ± 20 %):

$$\left[\overline{P_x^2}\right]^{1/2} = \left[\overline{P_x^2}\right]_0^{1/2} + \varsigma \cdot d \frac{\rho}{2} w_x^2 \qquad (6)$$

где $\varsigma \sim 0{,}3$; $\left[\overline{P_x^2}\right]_0^{1/2} \sim 1$ Н/м, поперечная компонента $\left[\overline{P_y^2}\right]^{1/2}$ составляет около 0,6 от продольной.

Согласно результатам экспериментов средняя статическая поперечная сила на единицу длины трубы

$$F_x = \Delta P_z \cdot \frac{S}{d} d = 0{,}27 d\, \rho w_x^2 / 2. \qquad (7)$$

Следовательно, среднеквадратичная величина случайной силы в сечении трубы в трубном пучке (6) в 1,1 раза превышает статическую нагрузку. С учетом распределения коэффициента корреляции вдоль образующей среднеквадратичная величина случайной силы на единицу длины составляет ~0,58 статической (7).

Среднеквадратичные значения гидродинамических нагрузок, определенных по динамической составляющей деформации трубы-зонда с тензорезисторами с учетом силы инерции составляли + 10 % (Re=3,9·10^4) от

рассчитанных по пульсациям давления с учетом коэффициента корреляции вдоль образующей (выражения (1), (2)).

Характерный вид энергетического спектрального состава гидродинамических нагрузок представлен на рис.8. В спектрах нагрузок при скорости потока более 1 м/с, как и в спектрах пульсаций давления, можно выделить четыре области: 1) низких частот ($Sh < 0,1$), связанных с «шумом» негидродинамического происхождения; 2) слабо изменяющейся спектральной плотности нагрузок до $Sh \sim 0,5$; 3) уменьшающейся плотности энергии нагрузок по степенному закону $G_p \sim Sh^{-n}$, где $n \sim 6...7$ (до $Sh \sim 2$); 4) более чем на два порядка по сравнению с областью 2 низкой и слабо изменяющейся плотности энергии нагрузок при значениях чисел Sh от 2 до 20, которая может быть отнесена к влиянию акустических и аппаратурных шумов. Особеностью спектра является присутствие локального энергетического максимума вблизи оборотной частоты насоса.

В пятой главе приводятся результаты экспериментальных и расчетных исследований виброускорений и виброперемещений гибких труб-зондов, установленных в области установившегося течения на экспериментальной модели в потоке жидкости.

Исследование динамического поведения пучка гибких труб проведено в области установившегося течения. Среднее значение собственных частот труб-зондов составило 33,2 Гц (±12%) (среднее значение логарифмического декремента колебаний составило 0,24 (±14%)). В расчетной модели использованы реализации силовых нагрузок для области установившегося течения, полученные по реализациям пульсаций давления.

При обтекании труб пучка однофазным потоком жидкости во всем диапазоне скоростей амплитуда виброускорений возрастает приблизительно пропорционально скорости в степени 2,0 (рис.9).

Характерный вид энергетического спектра виброускорений представлен на рис.10. Широкий энергетический максимум свидетельствует о реализованном спектре собственных частот пучка труб. Получено хорошее соответствие спектров в области основного энергетического максимума и меньшие расчетные плотности спектральной энергии при частотах меньших единиц Гц. Существенное различие расчетных и экспериментально полученных спектров в области низких частот связано с методом интегрирования уравнения (3).

Каждая труба в пучке вибрирует с частотой близкой к собственной частоте трубы в воде. Колебательная энергия труб в основном сосредоточена в узкой полосе частот. Связность колебаний отдельных труб в пучке не высокая, значение коэффициента когерентности в диапазоне частот, близких к собственной, ~0,4…0,5.

Зависимость величин виброперемещений, измеренных при размещении трубы-зонда с тензорезисторами в положении Е11 при скоростях w_x>1,0 м/с близка к квадратичной.

В заключении главы выполнен анализ применения полученных в работе результатов к оценке вибронагружения трубной поверхности парогенератора БРЕСТ 300-ОД.

Основные результаты и выводы:

1. Предложена модель расчета собственных частот, форм колебаний трубных пучков в жидкости и модель расчета вынужденных колебаний трубного пучка в потоке жидкости, учитывающая эффекты гидроупругости в приближении линеаризованного уравнения движения жидкости и гидродинамическое нагружение труб потоком, верифицированная с использованием полученных экспериментальных данных.
2. Исследовано течение и вибрации поперечно обтекаемого трубного пучка, имеющего различные углы наклона труб в соседних рядах к горизонту (±8°30′), моделирующего фрагмент трубной системы проекта парогенератора БРЕСТ-300 ОД, с использованием модельной жидкости – воды нормальных параметров и имитаторов труб в условиях

- диапазон чисел Рейнольдса потока $(1{,}3...3{,}9)\cdot 10^4$;
- собственная частота труб модели в воздухе 33 Гц;
- начальная турбулентность потока ~ 10 %;
- вынужденной циркуляции воды в контуре.

3. Получены систематические экспериментальные данные о пульсационных характеристиках давления на поверхности неподвижных труб-зондов пучка и чехле модели, виброускорениях и виброперемещениях (контрольный эксперимент) труб, с использованием которых установлены

- области стабилизации течения в пучке (5...6 рядов), стабилизированного потока (7...12 ряды), выхода потока из пучка (13...15 ряды), их связь с особенностями геометрии трубного пучка с различными углами наклона труб к горизонту;
- роль турбулентного течения, генерированного в трубном пучке и начальной турбулентности; акустических волн, генерированных в контуре стенда при работе оборудования, на структуру течения в модели, взаимодействие потока с трубами пучка;
- малая роль вихревого возбуждения в величинах колебаний труб модели, отмеченная только для первых рядов пучка.

4. Разработаны и реализованы методики определения гидродинамических нагрузок, действующих на трубы модели, по результатам измерений реализаций пульсаций давления в поперечном сечении и вдоль образующих неподвижных зондов. Получены реализации случайных нагрузок, их спектры. Среднеквадратичные значения случайных нагрузок обобщены зависимостью, учитывающей роль турбулентного течения, акустических волн и колебаний оборудования стенда. Установлена пропорциональность гидравлического сопротивления трубного пучка и среднеквадратичных значений случайных нагрузок.

5. Проведен анализ ожидаемой структуры течения свинцового теплоносителя и вибраций труб в трубном пучке парогенератора БРЕСТ-300 ОД.

   Сформулированы рекомендации по использованию предложенной модели расчета для проектирования трубной поверхности парогенераторов с жидкометаллическим или некипящим водным теплоносителем.

Основные результаты диссертации отражены в следующих работах:

1. Выбор характеристик моделей трубного пучка и условий их гидродинамического нагружения/ В.И.Солонин, В.В.Перевезенцев, С.Л.Перов и др.// Безопасность АЭС и подготовка кадров: Тезисы докладов на VII Международной конференции. - Обнинск, 2001. - С. 168.
2. Я.Д.Столотнюк Моделирование гидроупругого взаимодействия пучка труб с жидкостью// Научно-технические проблемы развития Московского мегаполиса: Сб. тез. докл. на Московской конференции молодых ученых. - Москва, Институт машиноведения им.А.А.Благонравова РАН, 2002. - С.61.

А также в научно-техническом отчете:

3. Экспериментальное исследование гидродинамических нагрузок, действующих на трубы модели парогенератора при их гидроупругом взаимодействии: Отчет о НИР/ МГТУ. Руководитель В.И. Солонин ГР № 01.200 20 8774; Инв. №02.200204407. - М., 2002. - 28 с.

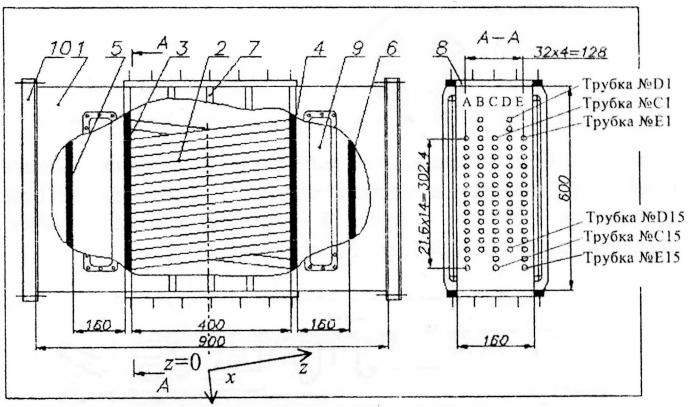

Рис. 1. Модель с прямолинейными непараллельными пучками труб: 1 – корпус модели; 2 – трубный пучок размерением 5x15, набранный из труб и труб-зондов диаметром 17 мм с жесткими или податливыми опорами; 3,4 – разделительные стенки с отверстиями ∅ 19 мм, ограничивающими область обтекания водой трубных пучков; 5,6 – опорные конструкции для закрепления труб и труб-зондов; 7 – ребра жесткости; 8 – фланец; 9 – технологическое монтажное окно; 10 – боковое технологическое окно для гермовводов

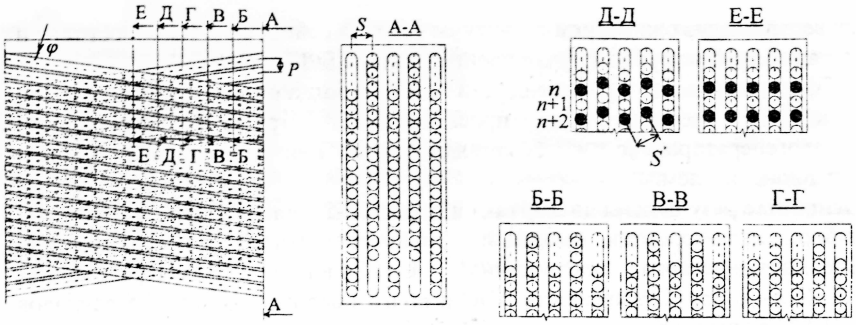

Рис.2. Геометрические характеристики пучка труб со встречным наклоном (расположение труб в сечениях ББ, ГГ, ЕЕ – коридорное (P/d =1,3; S/d =1,9), в сечениях АА, ВВ, ДД – шахматное (P/d =1,3; S'/d =2,0))

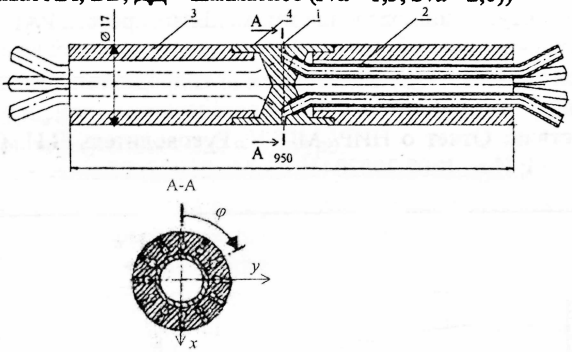

Рис. 3. Труба-зонд с 12-ю отборами пульсаций давления в одном сечении с шагом φ =30° закрепляемая в жестких опорах: 1 – импульсное отверстие; 2 – импульсная трубка; 3 – труба; 4 – вставка; нумерация точек измерения давления: φ = 0° точка №1, φ = 30° точка №2 и т.д.

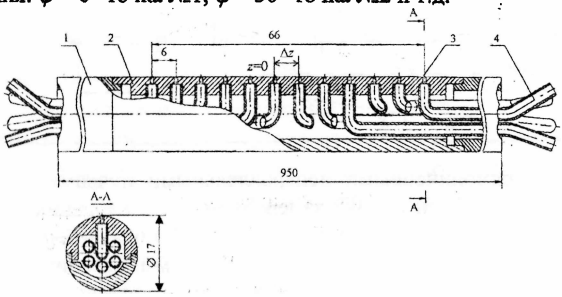

Рис. 4. Труба-зонд с 12-ю отборами пульсаций давления по образующей, закрепляемая в жестких опорах: 1 – импульсное отверстие; 2 – импульсная трубка; 3 – труба; 4 – вставка; нумерация точек измерения давления от левого торца к правому: №1, №2,..., №7,...№12

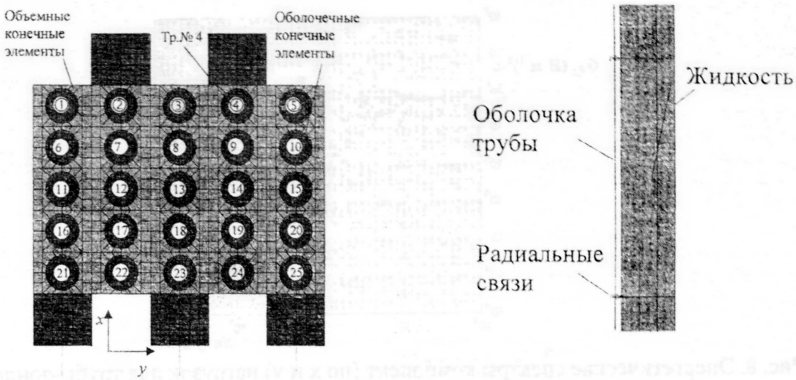

Рис.5. Конечно-элементная модель системы трубный пучок – жидкость

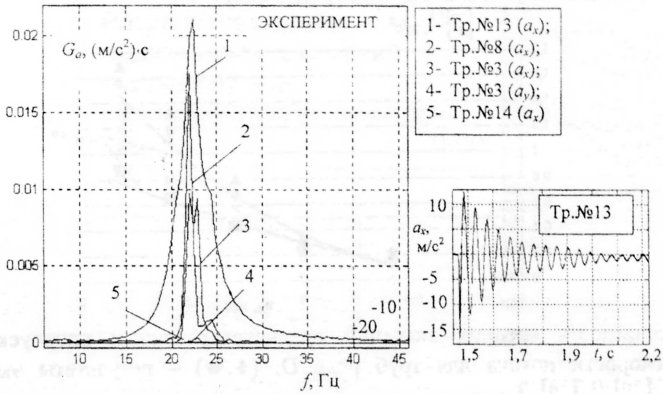

Рис.6. Абсолютные спектры виброускорений труб-зондов модели пучка с горизонтальным расположением

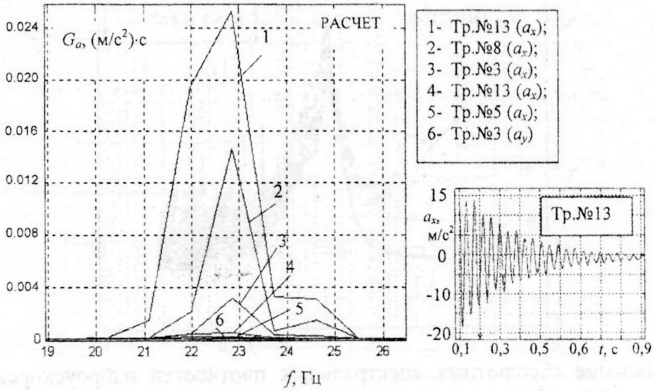

Рис.7. Абсолютные спектры виброускорений труб-зондов модели пучка с горизонтальным расположением

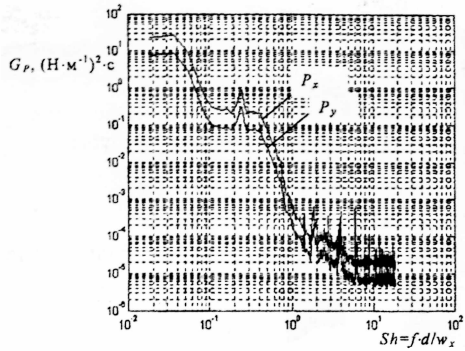

Рис. 8. Энергетические спектры компонент (по x и y) нагрузок для трубы-зонда С11 (одиннадцатый ряд) (Re=3,9·10^4, w_x=1,83 м/с)

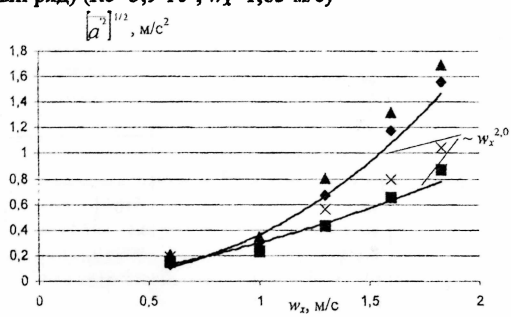

Рис.9. Зависимость средних значений среднеквадратичных виброускорений от скорости потока для труб ряда D: (♦,■) – результаты эксперимента ($\left[\overline{a_x^2}\right]^{1/2}$, $\left[\overline{a_y^2}\right]^{1/2}$); (▲,×) - результаты расчета

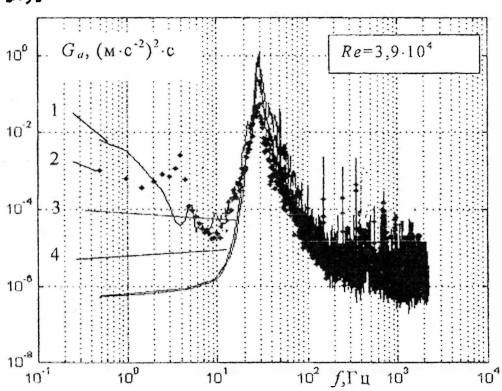

Рис.10. Сравнение абсолютных спектральных плотностей виброускорений трубы-зонда D9: 1,2 - a_x, a_y (результаты экспериментов); 3,4 - a_x, a_y (результаты расчетов)