

На правах рукописи



БИЛАН Андрей Витальевич

**СТАТИЧЕСКАЯ И ДИНАМИЧЕСКАЯ
ПРОЧНОСТЬ ТРУБНОЙ СИСТЕМЫ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ
СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ
ТУРБИН**

05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Екатеринбург – 2018

Работа выполнена на кафедре «Турбины и двигатели» Уральского энергетического института ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» и АО «Уральский турбинный завод».

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор,
Плотников Петр Николаевич

Официальные оппоненты: **Медведев Валерий Викторович**,
доктор технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный морской технический университет», профессор кафедры «Судовые двигатели внутреннего сгорания и дизельные установки»;

Гладкий Иван Леонидович, кандидат технических наук, АО «ОДК-Авиадвигатель», г. Пермь, начальник отдела «Прочности силовых схем и перспективных методов анализа»

Ведущая организация: Публичное акционерное общество «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомаш-экспорт» (ПАО «Силовые машины»), г. Санкт-Петербург

Защита состоится «28» июня 2018 г. в 14:00 ч на заседании диссертационного совета Д 212.285.07 на базе ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» по адресу: г. Екатеринбург, ул. Мира, 19, ауд. И-420 (зал Ученого совета).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», <http://lib.urfu.ru/mod/data/view.php?d=51&rid=278478>

Автореферат разослан «___» _____ 2018 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Аронсон Константин Эрленович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В последние десятилетия в энергетике России произошли структурные изменения в потреблении тепловой и электрической энергии, что привело к существенному изменению режимов работы теплофикационных турбин, к частым пускам и остановам оборудования, которое проектировалось для работы преимущественно в базовых режимах. Новые, непредусмотренные при проектировании, условия работы приводят к уменьшению ресурса мощных теплофикационных турбоустановок, в том числе сетевых подогревателей горизонтального типа (ПСГ).

Наиболее повреждаемым элементом ПСГ является трубная система. Анализ эксплуатации ПСГ производства Уральского турбинного завода (АО «УТЗ»), проведенный станциями Москвы, Санкт-Петербурга, Киева совместно с научно-исследовательскими институтами МЭИ, ВТИ, НПО ЦКТИ, УрФУ показывает, что имеется коррозионное растрескивание трубок под напряжением, которое при плохом качестве сетевой воды приводит к полной замене трубных пучков через 5...7 лет работы. Заглушение поврежденных трубок приводит к уменьшению поверхности теплообмена и возрастанию гидравлического сопротивления, увеличению недогрева и, как следствие, к понижению экономичности всей турбоустановки.

В последнее время станции заказывают ПСГ на давление по воде 1,6...1,8 МПа, что фактически в 2 раза больше, чем в эксплуатируемых в настоящее время подогревателях на давление 0,8...1,1 МПа. Ведутся разработки ПСГ на давление 2,5 МПа по сетевой воде. Повышенное давление приводит к увеличению напряжений в трубных досках, трубках, корпусе, компенсаторе, а это требует новых конструктивных решений, которые должны быть обоснованы более точным учетом условий работы всех элементов ПСГ.

Поэтому совершенствование методов расчета на прочность трубной системы ПСГ с применением современных численных методов и исследование напряженно - деформированного состояния (НДС) всех элементов является

актуальной задачей, решение которой позволит создавать оптимальные конструкции проектируемых подогревателей, а также повысить ресурс находящихся в эксплуатации.

Степень разработанности темы

Имеются опубликованные результаты исследований, проведенных на станциях, посвященных анализу повреждаемости трубной системы ПСГ, в том числе влиянию на нее режимов эксплуатации турбины. Для расчета трубных досок на заводах используются руководящие указания НПО ЦКТИ и ГОСТ Р 52857.7-2007, которые не учитывают прогиб трубных досок и не позволяют определить напряжения растяжения-сжатия трубок в зависимости от их расположения в трубном пучке.

Существующие методики расчета трубной системы ПСГ на вибрацию не учитывают напряжения растяжения-сжатия трубок, что может вносить значительную погрешность в результаты.

Цели и задачи исследования:

- Разработка уточненной методики расчета на прочность ПСГ как взаимосвязанной системы: трубные доски, трубки, корпус, компенсатор с применением метода конечных элементов (МКЭ).
- Исследование НДС всех элементов трубной системы ПСГ с целью повышения их надежности и увеличения ресурса.
- Оценка влияния неравномерности нагрева сетевой воды по ходам на напряжения в трубках ПСГ.
- Разработка новых конструктивных решений по повышению надежности трубной системы.
- Разработка программного комплекса по проектированию сетевых подогревателей и внедрение его в промышленную эксплуатацию в АО "УТЗ".

Научная новизна. В работе получен ряд новых результатов:

- Разработана уточненная методика расчета ПСГ как взаимосвязанной системы всех элементов МКЭ, дающая более точные результаты, чем отдельный расчет на прочность трубных досок, трубок, корпуса, компенсатора.

- Автоматизированным способом создана 3D модель ПСГ-4900, используемая для расчетов в ANSYS.

- Впервые исследован спектр собственных частот трубного пучка ПСГ с учетом имеющихся напряжений растяжения-сжатия в трубках. Доказано, что отстройка от резонанса на 50 Гц возможна только повышением первой собственной частоты трубок выше 60 Гц.

- Доказано, что при использовании влажного пара или перегретого на 30...50 °С и особенно при повышенных давлениях сетевой воды 1,6...1,8 МПа предпочтительнее бескомпенсаторная конструкция ПСГ или со встроенным в трубную доску компенсатором.

- Доказано, что при использовании перегородок между ходами водяных камер в качестве анкерных связей допустимо утонить трубную доску до толщины 60 мм, определяемой условиями прочности и плотности вальцовочного соединения трубок. При этом существенно уменьшаются максимальные растягивающие напряжения в трубках с 50...110 до 20...25 МПа и увеличивается их ресурс.

Теоретическая и практическая значимость работы:

- Разработанная автором методика реализована в виде комплекса программ по автоматизированному и оптимальному проектированию ПСГ в АО «УТЗ».

- Показана возможность частичной компенсации напряжений за счет утонения края трубной доски.

- При работе ПСГ на перегретом паре предложен односторонний компенсатор, который работает при повышенных температурах пара.

- Для уменьшения габаритов компенсатора предложен компенсатор, располагаемый между корпусом и трубной доской, а также его комбинация с компенсатором, встроенным в корпус, что уменьшает вес трубной доски.

- Обоснована необходимость повышения первой частоты трубок выше 60 Гц и предложен для этого один из способов реализации – двойные перегородки.

- Разработана конструкция водяных камер с анкерными связями, в качестве которых выступают перегородки между ходами, что позволяет заменить

эллиптические днища на плоские и приводит, при неизменной поверхности теплообмена, к существенному сокращению длины ПСГ (до 1,2 м), утонению трубной доски, уменьшению напряжений в трубках и увеличению их ресурса.

Методология и методы диссертационного исследования базируются на применении научно обоснованной теории механики деформированного твердого тела, метода конечных элементов, численных методов решения систем уравнений и определения собственных значений, использовании сертифицированного программного обеспечения ANSYS.

На защиту выносятся:

- Обоснование и результаты разработки уточненной методики расчета на прочность ПСГ как взаимосвязанной системы: трубные доски, трубки, корпус, компенсатор с применением МКЭ.

- Результаты исследования спектра собственных частот трубного пучка ПСГ с учетом имеющихся напряжений растяжения-сжатия в трубках. Доказано, что отстройка от резонансов возможна только повышением первой собственной частоты выше 60 Гц.

- Исследование влияния компенсатора на напряжения растяжения-сжатия в трубках. Обоснование бескомпенсаторной конструкции при использовании влажного пара или перегретого на 30...50 °С и особенно при повышенных давлениях сетевой воды 1,6...1,8 МПа, которая приводит к меньшим напряжениям в трубках и повышению их ресурса.

- Результаты исследования и обоснование конструкции водяных камер с перегородками между ходами, используемыми в качестве анкерных связей, что уменьшает изгибные напряжения в трубной доске и позволяет уменьшить ее толщину, а также уменьшает напряжения в трубках и увеличивает их ресурс.

Достоверность и обоснованность результатов обеспечивается применением апробированных методов расчета на прочность, в том числе метода конечных элементов, проведением многочисленных тестов по известным решениям задач колебания стержней, изгиба перфорированных пластин.

Были выполнены расчеты ПСГ в осесимметричной постановке, а также со смещением трубного пучка и различных температур трубок по ходам в 3D постановке с помощью комплекса ANSYS, подтверждена обоснованность принятых упрощений при инженерных расчетах.

Были проведены экспериментальные измерения напряжений в корпусе и периферийных трубках при гидроиспытаниях ПСГ-2200 с латунными (ЛО70-1) трубками турбины Тп-100/110-90. Получено соответствие расчетных и экспериментальных максимальных напряжений с точностью 10% (2 МПа), что находится в пределах погрешности тензометрирования.

Реализация результатов. Комплекс программ и полученные результаты исследований используются в АО «УТЗ». Разработанная методика расчета трубных досок утверждена НПО ЦКТИ. Проведено исследование и обоснование конструкции ПСГ, спроектированных и изготовленных АО «УТЗ»:

- ПСГ-2200-3-16 на повышенное давление по воде 1,6 МПа без компенсатора для турбины Тп-100/110-90, установленной на Сибирском химическом комбинате.

- ПСГ-1250-3-18 на повышенное давление по воде 1,8 МПа без компенсатора для турбины Т-95/105-8,8, установленной на Петропавловской ТЭЦ-2 (Казахстан).

- Модернизированного ПСГ-4900-3-11,4, работающего на перегретом паре, с утонением трубной доски, имевшей толщину 135 мм, на 30 мм, и уменьшением веса ПСГ на 5 тонн для турбины Т-295/335-23,5 ТЭЦ-22 ПАО «Мосэнерго».

Апробация работы. Основные материалы диссертационной работы обсуждены и доложены на: Международной научно-технической конференции «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» (Харьков, 2006 г., 2009 г.); Всеукраинской научно-технической конференции (Харьков, НТУ «ХПИ», 2013 г.); XXXXV Всероссийском симпозиуме по механике и процессам управления (Миасс, 2015 г.); Второй научно-технической конференции молодых ученых Уральского энергетического института (Екатеринбург, 2017 г.)

Публикации. Основные положения и выводы изложены в 14 печатных работах, в том числе в трех публикациях в рецензируемых научных журналах, определенных ВАК; двух патентах на изобретение; трех патентах на полезную модель.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, заключения, библиографического списка из 104 наименований. Весь материал изложен на 135 страницах машинописного текста, содержит 46 рисунков, 18 таблиц, 1 приложение.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, определены цели и задачи, показана научная новизна и практическая ценность.

В первой главе представлен обзор публикаций по теме диссертации. Проанализированы причины повреждений эксплуатируемых сетевых подогревателей ПСГ-2300, ПСГ-5000 в составе турбоустановок Т-100/110-130, Т-175/210-130, Т-250/300-240 Уральского турбомоторного завода на станциях Москвы, Санкт-Петербурга, Киева.

Из обзора следует, что повреждения трубок ПСГ-5000 из аустенитной нержавеющей стали 12Х18Н10Т имеет характер коррозионного растрескивания под напряжением, интенсивность которого растет при повышении температуры, то есть максимальна во втором сетевом подогревателе в четвертом ходе. В наибольшей степени повреждены периферийные трубки (3...4 ряда) в районе паровпускных патрубков с паровой стороны.

Сделаны выводы, что коррозионное повреждение латунных трубок в ПСГ-2300 происходит с водяной стороны по всей периферии, имеет язвенный характер и развивается из-за обесцинкования сплава. Глубина повреждений 2...3 ряда.

Проанализированы различные методы расчета трубной системы на прочность. При проектировании в соответствии с руководящим указанием НПО ЦКТИ используется приближенный расчет на прочность трубной доски, который позволяет оценить прочность трубной доски, определить ее толщину, но не

позволяет рассчитать усилия сжатия-растяжения, действующие на трубки в зависимости от их расположения в пучке.

В ГОСТ Р 52857.7-2007 приводится расчет камер разъемной конструкции с учетом наличия компенсатора. Влияние изгиба трубной доски на НДС трубок и корпуса не учитывается.

При расчете термических напряжений, вызванных различием коэффициентов линейного расширения материалов трубок и корпуса, в рассмотренных методиках предполагается недеформируемость трубной доски, что дает завышенное значение напряжений всех элементов. Поэтому не всегда обосновано в ПСГ, имеющих длину трубок 6...9 м, устанавливаются линзовые компенсаторы.

Установлено, что отсутствие достоверных данных об усилиях растяжения-сжатия в трубках не позволяет точно рассчитать собственные частоты колебаний трубок и оценить коррозионное растрескивание при растягивающих напряжениях, которое является основной причиной повреждения труб.

Выполнен анализ теоретических и экспериментальных работ по определению коэффициента жесткости перфорированных пластин. Отмечен большой разброс результатов.

Отмечено, что для более точных расчетов ПСГ в 3D постановке (например, в комплексе ANSYS) для уменьшения трудоемкости и минимизации возможных ошибок необходимо автоматизировать процессы проектирования и подготовки данных.

Рассмотрены существующие методики расчетов трубок на вибрацию. Отмечено, что в данные методики не учитывают влияние продольных сил, возникающих в трубках, на их собственные частоты колебаний.

На основе анализа состояния проблем надежности ПСГ сформулированы основные задачи исследования.

Во второй главе представлены результаты разработки методики расчета на прочность сетевого подогревателя как взаимосвязанной системы: трубные доски, трубки, корпус, компенсатор МКЭ. Методика может применяться для

многовариантных расчетов в конструкторском бюро. МКЭ позволяет с высокой точностью решить поставленную задачу, но с учетом удобства практического использования на основе анализа влияния различных факторов, а также исследований других авторов принят ряд упрощений:

- Ослабление трубной доски отверстиями учитывается равномерно по всей перфорированной зоне.

- Не учитывается смещение трубного пучка относительно корпуса, которое не превышает 5 % от диаметра, что позволяет рассматривать задачу осесимметричного изгиба трубной доски.

- Задается одинаковая температура трубок, так как температурное поле по высоте ПСГ близко к линейному и не приводит к значительному изгибу трубной доски.

- Пренебрегается первоначальной деформацией доски от вальцовки труб и изгибом от линейного перепада температур.

Таким образом, трубная доска рассматривается как круглая осесимметричная пластина переменной толщины на упругом основании, ослабленная отверстиями для труб и сплошная в остальной части. Взаимодействие с корпусом (оболочками) водяного и парового пространств представляется в виде линейной и угловой жесткостей на радиусах их присоединения. Учитывая, что обе трубные доски имеют одинаковую толщину, деформация системы будет симметричной относительно средней вертикальной плоскости подогревателя и можно рассмотреть изгиб только одной трубной доски (Рисунок 1). На рисунке 1 обозначено: S_k - толщина водяной камеры; D_k - диаметр водяной камеры; P_b - давление воды в камере; P_n - давление пара в паровом пространстве; D_n - диаметр перфорированной части трубной доски; S_d - толщина трубной доски; D_o - диаметр обечайки корпуса; S_o - толщина обечайки корпуса; $L_{ком}$ - длина компенсатора. Взаимодействие трубной доски с оболочками приводит к продольным усилиям N_k и N_o , перерезывающим усилиям Q_k и Q_o , изгибающим моментам M_k и M_o . Со стороны водяной камеры на трубную доску действует давление $P_{эв}$. Со стороны парового пространства на трубную доску действует

давление $P_{\text{эл}}$. Со стороны парового пространства трубная доска опирается на упругое основание в виде труб, длиной l_t .

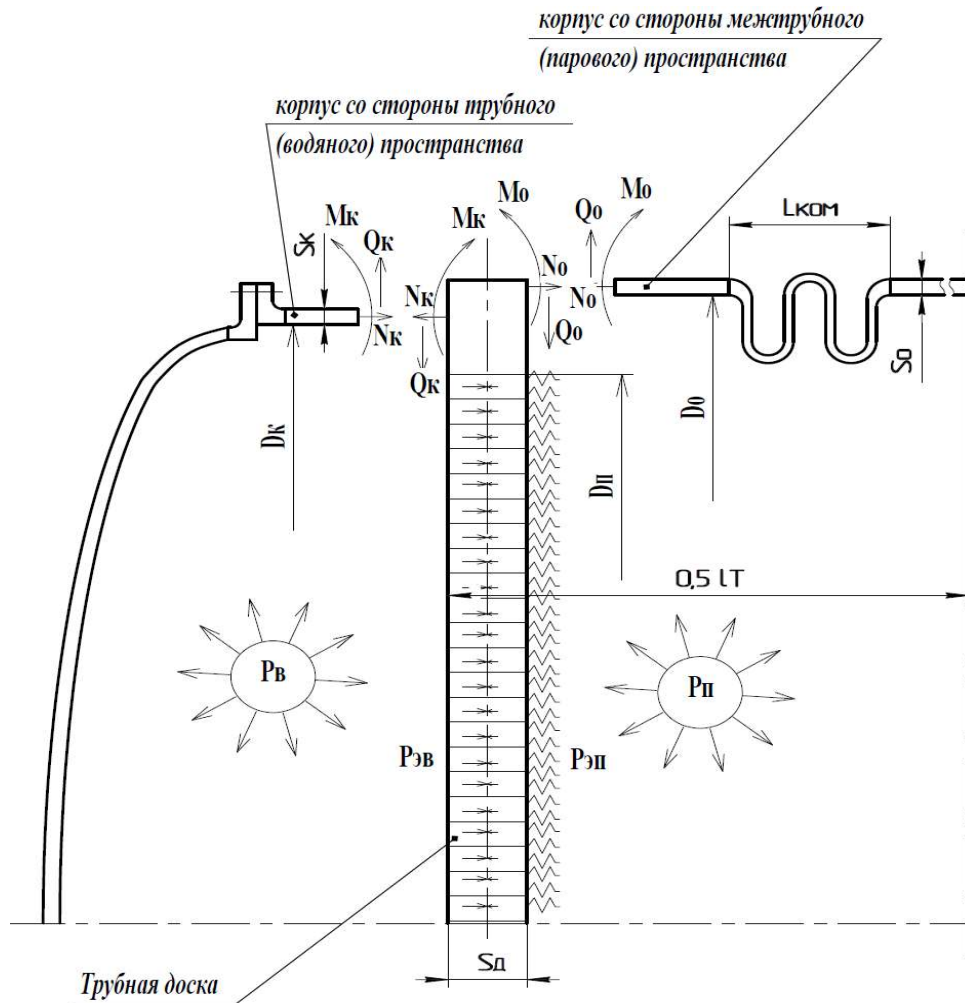


Рисунок 1-Расчетная схема трубной доски ПСГ с компенсатором

Для решения задачи использовалась вариационная постановка, которая приводит к минимизации функционала полной потенциальной энергии пластины с изгибной жесткостью $D_{\text{и}}$:

$$\Pi = \int_0^{R_{\text{д}}} \left\{ \frac{D_{\text{и}}}{2} \left[\left(\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dw}{dr} \right)^2 - \frac{2(1-\nu)}{r} \frac{dw}{dr} \frac{d^2 w}{dr^2} \right] + \frac{K w^2}{2} - q w \right\} r dr +$$

$$+ \frac{K_w R_w w^2}{2} - R^w N_k^w w + \frac{K_{\theta} R_{\theta}}{2} \left(\frac{dw}{dr} \right)^2 - R^{\theta} M_r^{\theta} \frac{dw}{dr},$$

где $R_{\text{д}}$ - наружный радиус трубной доски, мм; K - жесткость единицы площади упругого основания, $H/\text{мм}^3$; K_w - жесткость единицы длины упругого

основания по радиусу $R_w, H / \text{мм}^2$; K_θ - угловая жесткость единицы длины упругого поворота по радиусу $R_\theta, H / \text{рад}$; N_κ^w - приложенное усилие на единицу длины окружности радиуса $R^w, H / \text{мм}$; M_r^θ - приложенный момент на единицу длины окружности радиуса R^θ, H ; $w(r)$ - искомый прогиб, мм. Минимизация функционала Π проводилась МКЭ.

С использованием 3D модели перфорированной пластины проведены уточняющие расчеты в комплексе ANSYS по определению коэффициента ослабления ее жесткости отверстиями. Установлено, что для перфорированных пластин с упругим основанием, которыми являются трубные доски, коэффициент жесткости может определяться с достаточной для инженерных расчетов точностью по формуле $\varphi = 1 - \frac{\pi\sqrt{3}}{6} \left(\frac{d_n}{t} \right)^2$, где d_n - наружный диаметр труб, t - шаг труб.

Тестирование программы проводилось для самых разнообразных случаев закрепления и нагрузки пластины. При разбиении на 10 участков по радиусу получена погрешность менее 1 % как по максимальным перемещениям, так и по максимальным напряжениям для случаев круглых пластин, рассмотренных в работах Тимошенко С.П.

По определенным моментам и усилиям взаимодействия рассчитывались напряжения в присоединенных оболочках. По полученному прогибу трубной доски вычислялись продольные усилия в трубках в зависимости от их расположения по радиусу. Таким образом, было определено НДС основных элементов трубной системы.

На рисунке 2 приведены результаты расчета ПСГ-2200 с латунными (ЛО70-1) трубками на давление по воде 1,6 МПа турбины Тп -100/110-90 на различных режимах работы.

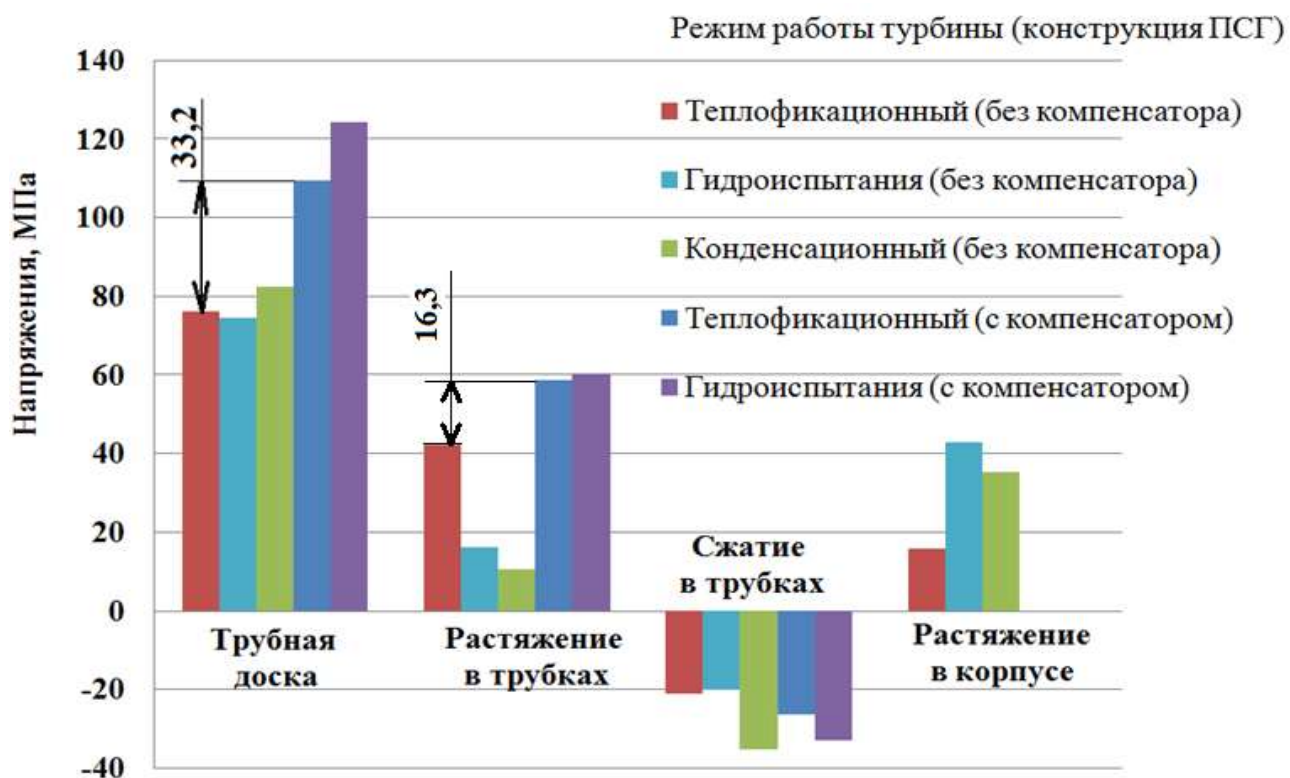


Рисунок 2 - Максимальные напряжения в элементах ПСГ-2200 с латунными (ЛО70-1) трубками турбины Тп -100/110-90 на разных режимах работы, МПа

Были проведены экспериментальные измерения напряжений в обечайке корпуса и в периферийных трубках при гидроиспытаниях ПСГ-2200-3-16 с латунными (ЛО70-1) трубками турбины Тп -100/110-90. Замеры напряжений были произведены на 2-х периферийных трубках 4-го хода в 2-х отсеках каждая; на 2-х периферийных трубках 2-го хода в 2-х отсеках каждая; на корпусе в средней части ниже оси на 500 мм со стороны паровпуска и с диаметрально-противоположной. Получено соответствие расчетных и экспериментальных данных по максимальным напряжениям с погрешностью 2 МПа (менее 10 %), что находится в пределах погрешности тензометрирования.

В третьей главе представлены результаты разработки методики определения собственных частот колебаний трубок с учетом продольных сил растяжения-сжатия.

Собственные частоты многопролетной балки с учетом продольных сил определяются МКЭ в вариационной постановке. Для балки длиной l_0 с изгибной жесткостью EI погонной массой m , продольным усилием S после представления

поперечного прогиба балки по гармоническому закону функционал Лагранжа имеет вид

$$L = \frac{1}{2} \int_0^{l_0} \left[EI \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)^2 + S \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] dx - \frac{1}{2} \omega^2 \int_0^{l_0} m \cdot u^2 dx$$

Для определения формы прогиба $u(x)$ и круговой частоты ω применялся стандартный алгоритм минимизации функционала МКЭ.

На рисунке 3 приведены результаты расчетов частот собственных колебаний латунных (ЛО70-1) трубок ПСГ-2200 турбины Тп -100/110-90 при наличии в них воды в зависимости от напряжений, промежутков недопустимых значений собственных частот колебаний трубок по условиям отстройки от оборотной частоты турбины 50 Гц выделен темной полосой. На рисунке 4 показаны формы колебаний.

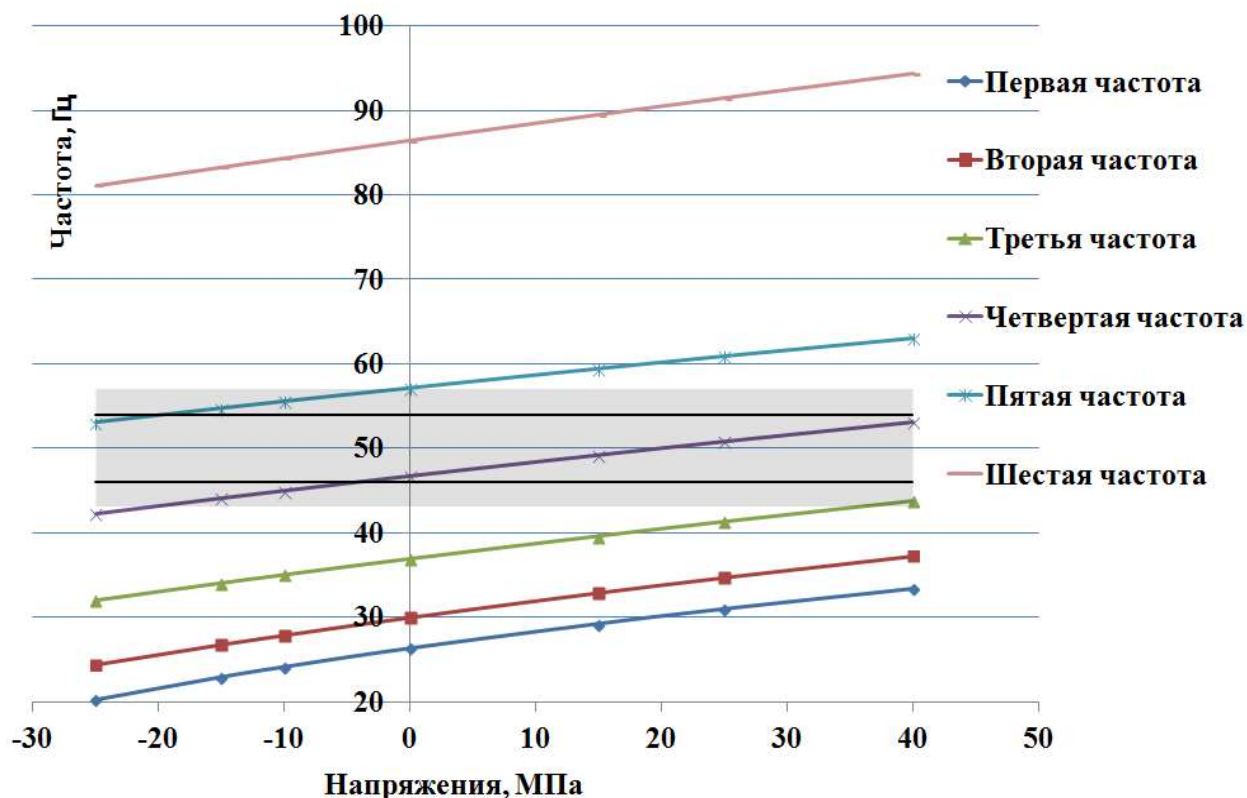


Рисунок 3- Значения частот собственных колебаний латунных (ЛО70-1) трубок ПСГ-2200 турбины Тп -100/110-90 при наличии в них воды в зависимости от напряжений.

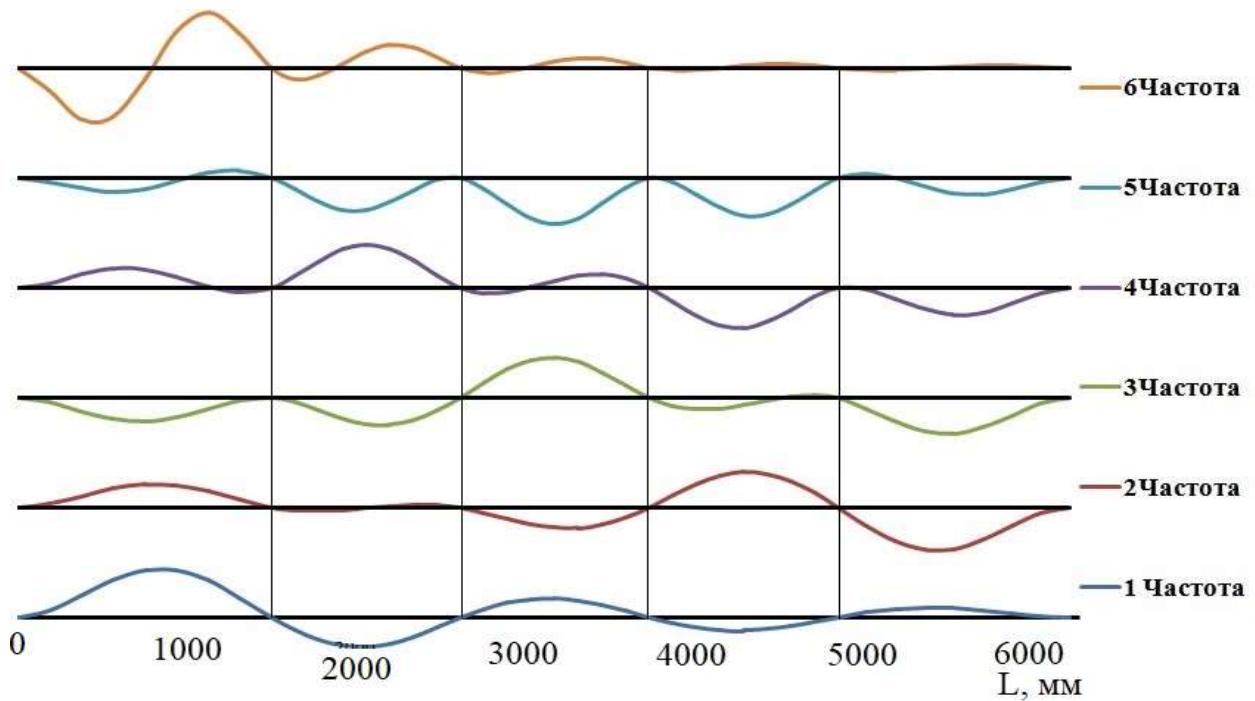


Рисунок 4- Формы колебаний латунных (ЛЮ70-1) трубок ПСГ-2200 турбины Тп -100/110-90.

В четвертой главе на основе разработанных методик представлены результаты исследования НДС существующих, а также вновь проектируемых сетевых подогревателей.

Описана реализация автоматизированного проектирования ПСГ с получением 3D модели в пакете SolidWorks для дальнейшей передачи ее в ANSYS. Создание трехмерных моделей основных деталей и последующей сборки происходит программным способом с использованием информации, хранящейся в информационных базах, которые представляют собой реляционно-связанные таблицы с параметрами деталей. Объем информации достаточно большой, но основная ее часть заполняется автоматически в результате расчетов по прикладным программам. Хранимая информация охватывает диапазон всех выпускаемых изделий, что позволяет эффективно использовать унификацию при создании новых изделий. На рисунке 5 показана 3D модель трубной доски с разбивкой на пучки, полученная автоматизированным способом.

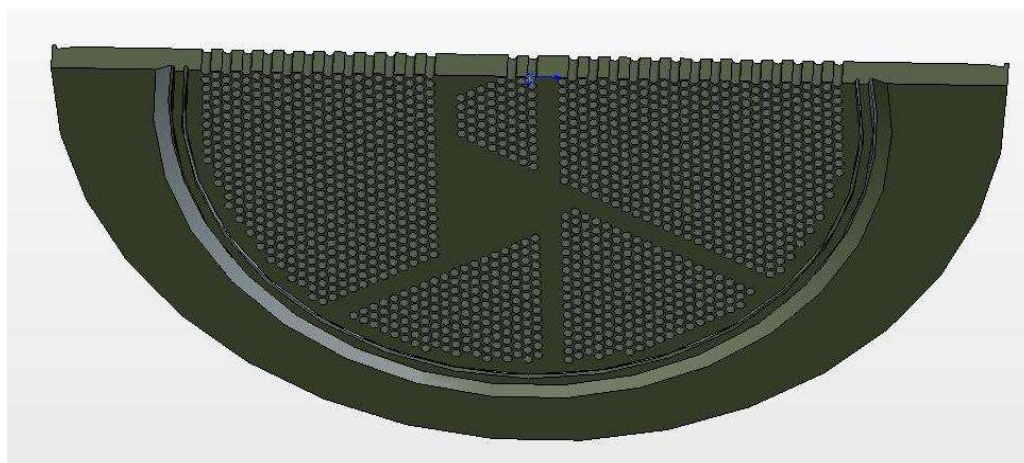


Рисунок 5 - 3D модель трубной доски с разбивкой на пучки

Расчет ПСГ как взаимосвязанной системы трубная доска - трубки - корпус позволяет более обоснованно решить проблему компенсации температурных удлинений. Вопрос об установке компенсатора ранее решался оценкой температурных напряжений в корпусе и трубках, получаемых в предположении абсолютной жесткости трубной доски. Как показывают расчеты по уточненной методике, это не совсем корректно, так как при таком предположении полученные напряжения в корпусе завышены.

На рисунке 6 показаны расчетные прогибы трубной доски ПСГ-2200 с латунными (ЛО70-1) трубками турбины Тп-100/110-90 на аварийном режиме с учетом прогиба трубной доски и без.

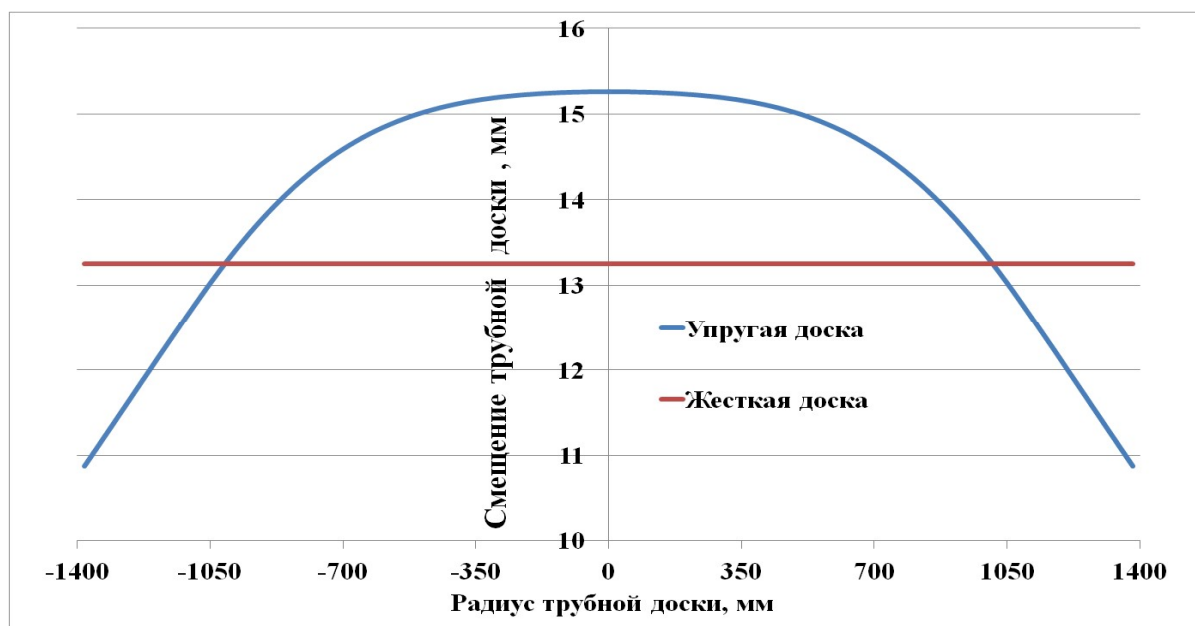


Рисунок 6 - Прогиб трубной доски ПСГ-2200 с латунными (ЛО70-1) трубками турбины Тп -100/110-90 на аварийном режиме.

Без учета прогиба доски расчетные напряжения в корпусе составляют 206 МПа, что недопустимо. С учетом прогиба расчетные напряжения в корпусе составляют 72 МПа. Более точный расчет показал, что целесообразно применение конструкции без компенсатора, которая на теплофикационных режимах приводит к меньшим максимальным напряжениям растяжения в трубках (см. рисунок 2). Снижение на 30 % напряжений растяжения трубок в конструкции без компенсатора очень важно, так как существенно уменьшится их коррозионное растрескивание.

Доказано, что при определенных рабочих параметрах среды вариант без компенсатора предпочтительнее, так как в паровой оболочке без компенсатора возникают не опасные продольные усилия N_o (см. рисунок 1), которые уменьшают изгиб трубной доски, вызванный усилиями N_k и соответственно напряжения во всех элементах. Прежде всего, это сказывается на основном рабочем режиме - теплофикационном.

Приведены результаты поверочных расчетов модернизированного подогревателя ПСГ-4900 со стальными (08X18H10T) трубками турбины Т-295/335-23,5, полученные при моделировании в ANSYS в следующей 3D постановке:

- трубная доска представлена в виде трехмерного тела с 6863 отверстиями со смещенным центром перфорированной области, материал сталь 09Г2С;
- корпус парового пространства - цилиндрическая оболочка, сталь 20К;
- днища водяных камер - эллиптические оболочки, сталь 20К;
- компенсатор четырехлинзовый с торообразными оболочками, сталь 20К;
- трубки - балки, работающие на растяжение-сжатие и изгиб в двух плоскостях, сталь 08X18H10T. Средняя температура трубок по ходам (94,9; 107; 115,6; 119,2 °С).

По методике, изложенной в главе 3, получен спектр частот собственных колебаний трубок ПСГ с учетом продольных сил растяжения-сжатия, не имеющий свободных интервалов. Частота предыдущего тона с учетом действующего усилия растяжения превышает частоту следующего тона с учетом действующего усилия сжатия. Следовательно, с учетом непрерывности спектра собственных частот отстроить трубки от резонанса возможно, только повысив первую частоту выше 60 Гц.

Очевидно, наиболее простой способ повышения частоты собственных колебаний трубок состоит в уменьшении длины пролетов, тем более что частота обратно пропорциональна квадрату длины. Если для латунных трубок максимальную длину средних пролетов выбрать 700...800 мм, а для стальных 800...900 мм, то первая частота будет выше 60 Гц.

Разработан новый способ ужесточения трубок с целью повышения первой частоты выше 60 Гц. Предлагается имитировать защемление в средних пролетах установкой двух перегородок на расстоянии 50...60 мм.

Известно, что с помощью анкерных связей можно уменьшить напряжения в трубной доске и днище, а также изгиб трубной доски. В работе впервые предложено в качестве анкерных связей использовать перегородки водяных камер. Рассмотрены разные варианты выполнения данной конструкции.

Расчетами в 3D постановке в ANSYS показано, что при использовании анкерных перегородок:

1. Существенно уменьшаются изгибные напряжения в днище и трубной доске, уменьшая нагрузку на фланцевое соединение.
2. Можно утонить трубную доску до 60 мм и существенно сэкономить металл (до 10 тонн на две трубных доски). Уменьшаются затраты на сверление большого количества отверстий для трубок.
3. Можно вместо эллиптического днища использовать плоское. Особенно рекомендуется для входной камеры, что приводит к уменьшению длины ПСГ примерно на 1 м.

4. Существенно (более чем в 3 раза) уменьшаются продольные напряжения в трубках, что повышает ресурс самого повреждаемого элемента ПСГ.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработана уточненная методика расчета для определения напряжений в элементах ПСГ теплофикационных турбин в осесимметричной постановке как взаимосвязанной упругой системы: трубный пучок, трубная доска, компенсатор, корпус. Разработан алгоритм расчета МКЭ, который реализован в виде комплекса программ. Проведены исследования НДС ПСГ как взаимосвязанной системы, так и отдельных элементов ПСГ: трубной доски, компенсатора, корпуса, трубок.

2. Разработана методика расчета собственных частот колебаний трубок с учетом продольных усилий растяжения-сжатия, которая реализована в виде комплекса программ с применением МКЭ. Установлен частотный спектр и формы колебаний трубок ПСГ.

3. Проанализировано влияние компенсатора на НДС трубной системы ПСГ в зависимости от режима эксплуатации турбины и материала трубной системы. На режимах работы ПСГ на влажном паре или паре, перегретом на 30...50 °С, оптимальной будет бескомпенсаторная конструкция, а на режимах с перегревом пара более чем на 30...50 °С необходим компенсатор, работающий только на сжатие.

4. Расчетами показано, что латунные трубки ПСГ имеют напряжения от минус 26 до 51 МПа в зависимости от радиуса их расположения, а стальные от минус 51 до 110 МПа. При этом спектр собственных частот колебаний трубок получается сплошным и часть трубок ПСГ при эксплуатации может находиться в резонансе с оборотной частотой турбины 50 Гц, что может являться одной из причин их повреждаемости.

5. Установлено, что отстройка трубной системы ПСГ от резонанса с оборотной частотой турбины 50 Гц осуществима только при увеличении первой

собственной частоты колебаний трубок выше 60 Гц. Это можно реализовать уменьшением средних пролетов трубок из латуни до 725...750 мм, а из стальных - до 850...900 мм. В этом случае динамические коэффициенты уменьшаются, а запас по устойчивости увеличивается.

6. Разработан новый способ ужесточения трубок с целью повышения первой частоты выше 60 Гц. Предлагается реализовать защемление в средних пролетах установкой двух перегородок на расстоянии 50...60 мм.

7. Разработана конструкция водяных камер с перегородками, используемыми в качестве анкерных связей, позволяющая заменить эллиптические днища на плоские и уменьшить толщину трубной доски. Также уменьшаются растягивающие напряжения в периферийных трубках на 25...30 % и увеличивается их ресурс.

8. Реализовано автоматизированное построение 3D моделей ПСГ с использованием баз данных для передачи их в комплекс ANSYS.

9. 3D модель ПСГ использовалась в ANSYS для исследования различных факторов на НДС: смещение перфорированной зоны, различной температуры труб по ходам, рационального расположения анкерных связей и др. Рекомендуется для многовариантных проектировочных расчетов использовать осесимметричную постановку, а для поверочного расчета ANSYS.

10. Проведено исследование и обоснование новых конструкций ПСГ, спроектированных и изготовленных АО «УТЗ»:

- ПСГ-2200-3-16 на повышенное давление по воде 1,6 МПа без компенсатора для турбины Тп-100/110-90, установленной на Сибирском химическом комбинате.

- ПСГ-1250-3-18 на повышенное давление по воде 1,8 МПа без компенсатора для турбины Т-95/105-8,8, установленной на Петропавловской ТЭЦ-2 (Казахстан).

- Модернизированного ПСГ-4900-3-11,4 на перегретом паре, с утонением трубной доски, имевшей толщину 135 мм, на 30 мм, и уменьшением веса ПСГ на 5 тонн для турбины Т-295/335-23,5 ТЭЦ-22 ПАО «Мосэнерго».

Дальнейшими перспективами научного исследования являются:

- проектирование конструкций ПСГ-2300-3-8, ПСГ-1300-3-8, ПСГ-1250-3-11,4, ПСГ-4900-3-11,4 с повышенным ресурсом и снижением металлоемкости за счет:
 - оптимизации конструкции компенсатора для ПСГ, работающих на перегретом паре и применение бескомпенсаторных конструкций ПСГ, работающих на влажном паре;
 - установки анкерных перегородок в водяных камерах и утонения трубных досок;
 - отстройки трубной системы от резонанса с повышением первой собственной частоты выше 60 Гц;
- дальнейшее совершенствование методик расчетов ПСГ с уточнением температурных полей на режимах пуска и останова с учетом малоциклового усталости.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в рецензируемых научных изданиях, определенных ВАК:

1. Билан, А.В. Анализ температурных напряжений в горизонтальных сетевых подогревателях / А.В. Билан, П.Н. Плотников // Теплоэнергетика. - 2016. - №11. - С. 35-38 (0,43 п.л. / 0,32 п.л.).
2. Билан, А.В. Влияние напряженно-деформированного состояния трубной системы подогревателя сетевой воды ПСГ-4900-3,1-11,4 на вибрационные характеристики трубок / А.В. Билан, П.Н. Плотников // Тяжелое машиностроение. - 2015. - №12. - С. 7-10. (0,29 п.л. / 0,21 п.л.)
3. Билан, А.В. Повышение надежности трубной системы сетевых подогревателей горизонтального типа / А.В. Билан, В.Н. Билан // Теплоэнергетика. - 2009. - №9. - С. 35-38. (0,36 п.л. / 0,29 п.л.)

Патенты на изобретения:

4. Патент на изобретение № 2382940 Российская федерация, F22D 1/32 (2006.01). Пластинчатый компенсатор температурных напряжений для сетевых подогревателей горизонтального типа / Билан А.В., Билан В.Н.; заявитель и

патентообладатель АО «Уральский турбинный завод».-№2008112509/06; заявл. 31.03.2008; опубл. 27.02.2010, Бюл. № 6. - 3 с.

5. Патент на изобретение № 2377463 Российская федерация, F22D 1/32 (2006.01). Трубная система сетевых подогревателей горизонтального типа с двойными перегородками / Билан А.В., Билан В.Н.; заявитель и патентообладатель АО «Уральский турбинный завод».-№2008112514/06; заявл. 31.03.2008; опубл. 27.12.2009, Бюл. № 36. - 3с.

Патенты на полезные модели:

6. Патент на полезную модель № 160990 Российская федерация, F22D 1/32 (2006.01). Ограничитель компенсатора горизонтального сетевого подогревателя / Билан А.В.; заявитель и патентообладатель Билан А.В.- №2015132362/06; заявл. 03.08.2015; опубл. 10.04.2016, Бюл. № 10.- 2 с.

7. Патент на полезную модель № 162602 Российская федерация, F22D 1/32 (2006.01). Компенсатор горизонтального сетевого подогревателя / Билан А.В.; заявитель и патентообладатель Билан А.В.- .-№ 2015132364/06; заявл. 03.08.2015; опубл. 20.06.2016, Бюл. № 17.- 2 с.

8. Патент на полезную модель № 172499 Российская федерация, F22D 1/32 (2006.01). Водяная камера сетевого подогревателя горизонтального типа / Билан А.В.; заявитель и патентообладатель Билан А.В.- .-№ 2016136761; заявл. 13.09.2016; опубл. 11.07.2017, Бюл. № 20.- 3 с.

Другие публикации:

9. Билан, А.В. Совершенствование конструкции водяных камер сетевых подогревателей теплофикационных турбин [Электронный ресурс] / А.В. Билан, П.Н. Плотников. - 2017. - Режим доступа: <https://ycof.enin.urfu.ru/ru/>.- (Дата обращения: 16.08.2017) (2,6 п.л./1,95 п.л.)

10. Билан, А.В. Повышение ресурса труб сетевых подогревателей / А.В. Билан, П.Н. Плотников // Механика и процессы управления.- 2015.- Т. 1.- С. 114-122. (0,29 п.л. / 0,23 п.л.)

11. Билан, А.В. Расчет теплообмена в горизонтальных сетевых подогревателях с учетом компоновки трубных пучков / А.В. Билан, В.Н. Билан // Вестник НТУ ХПИ.- 2013.- №12.- С. 77-82. (0,52 п.л. / 0,42 п.л.)

12. Билан, А.В. Автоматизированное проектирование сетевых подогревателей горизонтального типа / А.В. Билан, В.Н. Билан // Проблемы машиностроения.- 2009.- №6.- С. 47-52. (0,34 п.л. / 0,27 п.л.)

13. Билан, А.В. Влияние продольных сил на собственные частоты трубок сетевых подогревателей / А.В. Билан, В.Н. Билан // Проблемы машиностроения. 2007. №1.С. 71-74. (0,33 п.л. / 0,26 п.л.)

14. Билан, А.В. Расчет на прочность трубных досок сетевых подогревателей горизонтального типа / А.В. Билан, В.Н. Билан // Проблемы машиностроения. 2006. № 4. С. 77-81. (0,24 п.л. / 0,19 п.л.)