



## РЕФЕРАТ

Диссертация 164 стр., 79 рис., 36 табл., 122 библ.

Питательный насос, паровая турбина, математическая модель, нейронные сети, нормы расхода энергии, множественная регрессия, регулирующий клапан, трехмерное моделирование.

**Объектами исследования** являются питательные насосы с турбинным приводом, подающие питательную воду через систему регенерации высокого давления к парогенерирующим устройствам электрических станций.

**Целью работы** является повышение эффективности питательных насосов с турбинным приводом путем разработки и научного обоснования режимных и конструктивных мероприятий.

Выполнен аналитический обзор опубликованных данных о существующих способах анализа и повышения эффективности действующих питательных насосов с турбинным приводом. Разработана методика оценки эффективности питательных турбонасосов с использованием нейросетевого моделирования на основе реальных эксплуатационных данных. Исследована работа четырех питательных насосов с турбинным приводом на двух блоках электрической станции. Построены нейросетевые модели для определения и прогнозирования эффективности каждого питательного турбонасоса в различных эксплуатационных режимах. На основе разработанной методики предложен способ определения нормативного удельного расхода тепловой энергии брутто на приводные турбины питательных турбонасосов. Построена и проанализирована трехмерная модель регулирующего клапана приводной турбины питательного насоса в программном комплексе Ansys Fluent. Предложен способ повышения эффективности питательного насоса с турбинным приводом за счет конструктивного совершенствования проточной части регулирующего клапана приводной турбины.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
<b>ГЛАВА 1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР МЕТОДИК ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПИТАТЕЛЬНЫХ ТУРБОНАСОСОВ.....</b>	<b>12</b>
1.1. Способы повышения эффективности паровых турбин.....	13
<i>1.1.1. Классические инженерные методы.....</i>	<i>13</i>
<i>1.1.2. Методики анализа экономичности паровых турбин с использованием информационно-вычислительного комплекса электростанции.....</i>	<i>14</i>
<i>1.1.3. Регрессионный метод прогнозирования.....</i>	<i>16</i>
<i>1.1.4. Конструктивные методы повышения эффективности паровых приводных турбин.....</i>	<i>17</i>
1.2. Способы повышения эффективности насосного оборудования .....	20
1.3. Сравнение существующих подходов моделирования работы оборудования.....	23
1.4. Актуальность использования питательных турбонасосов на тепловых и атомных станциях в современных реалиях .....	25
1.5. Постановка задач исследования .....	31
<b>ГЛАВА 2. МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ.....</b>	<b>34</b>
2.1. Выбор метода моделирование работы тепломеханического оборудования.....	34
2.2. Разработка методики оценки эффективности питательных турбонасосов.....	36
2.3. Объект для исследования разработанной методикой .....	40
2.4. Экспериментальные данные: перечень, метрологическая проработка .....	46
2.5. Выводы по второй главе.....	56
<b>ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА НЕЙРОСЕТЕВЫХ МОДЕЛЕЙ РАБОТЫ ПИТАТЕЛЬНЫХ ТУРБОНАСОСОВ.....</b>	<b>57</b>
3.1. Определение эффективности работы действующих питательных турбонасосов.....	57
3.2. Определение эффективности работы питательных турбонасосов на основе паспортных характеристик оборудования.....	62
3.3. Определение удельного расхода тепловой энергии брутто действующих питательных турбонасосов.....	66

3.4. Анализ полученных эксплуатационных данных на основе характеристик работы турбонасосов.....	68
3.5. Разработка регрессионной модели анализа работы питательных турбонасосов.....	74
3.6. Создание нейросетевых моделей работы питательных турбонасосов.....	87
3.6.1. Разработка и тестирование нейронной сети определения КПД работы питательного турбонасоса.....	87
3.6.2. Разработка и тестирование нейронной сети определения удельного расхода тепловой энергии брутто на работу питательного турбонасоса	99
3.6. Выводы по третьей главе.....	106
<b>ГЛАВА 4. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПИТАТЕЛЬНЫХ ТУРБОНАСОСОВ РЕЖИМНЫМИ И КОНСТРУКТИВНЫМИ СПОСОБАМИ</b> .....	<b>107</b>
4.1. Определение эффективности работы питательного турбонасоса в одной эксплуатационной точке.....	107
4.2. Сравнение результатов моделирования с паспортными характеристиками составных частей питательных турбонасосов.....	108
4.3. Определение технически обоснованного нормативного расхода тепловой энергии брутто на ПТН и повышение эффективности эксплуатации питательных турбонасосов методом нейросетевого моделирования.....	115
4.4. Применение детерминированных моделей для повышения эффективности работы питательных турбонасосов .....	121
4.4.1. Построение расчетной сетки.....	125
4.4.2. Настройки исходных данных для решения детерминированных моделей и результаты расчета прототипа .....	128
4.4.3. Совершенствование формы проточной части клапана .....	132
4.5. Выводы по четвертой главе .....	138
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ</b> .....	<b>141</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ</b> .....	<b>143</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЯ</b> .....	<b>158</b>
Приложение 1. Документы, подтверждающие практическую реализацию результатов работы .....	159
Приложение 2. Свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ	162

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность работы.** Повышение эффективности оборудования собственных нужд тепловых электрических станций обеспечивает уменьшение удельных затрат топлива при неизменном количестве отпускаемой электроэнергии от ТЭС. Повышение эффективности посредством модернизации морально устаревшего вспомогательного оборудования оказывает положительное влияние на безопасность и надежность работы энергоблока в целом. Основными потребителями энергии собственных нужд крупных тепловых электростанций являются питательные турбонасосы (ПТН), предназначенные для подачи питательной воды через регенеративные подогреватели к парогенератору. Потребление энергии ПТН при этом составляет 2,1–6% от общей мощности энергоблока.

Эффективность работы питательных турбонасосов определяется по ряду критериев: удельному расходу тепловой энергии брутто на перекачку питательной воды, КПД. В конечном счете, показатели работы ПТН влияют на эффективность работы энергоблока в целом, определяемую по удельному расходу условного топлива на отпуск электроэнергии, КПД нетто. Средневзвешенный удельный расход условного топлива на отпуск электрической энергии на отечественных ТЭС в 2019 г. составил 299,9 гу.т./(кВт·ч). Аналогичный показатель в странах с развитой системой оптимизации издержек на производство электроэнергии достигает 256,9 гу.т./(кВт·ч).

Конденсационные энергоблоки электрических станций мощностью 300 МВт и более, а также большинство энергоблоков АЭС оснащены питательными турбонасосами, разработанными в 60-70-х годах прошлого века в соответствии с уровнем научно-технологического развития того времени. Повышение эффективности морально устаревшего тепломеханического оборудования электростанций возможно за счет изменения конструктивных элементов или внесения коррективов в режимы работы агрегатов посредством комплексного влияния на технологические условия их эксплуатации.

Современная тенденция, направленная на повышение выработки электроэнергии действующих предприятий энергетики, вынуждает отступать от базовых проектных режимов эксплуатации оборудования станции. Так, электрическая мощность трех энергоблоков Пермской ГРЭС увеличена с 800 МВт до 820 МВт, электрическая мощность двух энергоблоков Калининской АЭС увеличена с 1000 МВт до 1070 МВт. Подобные мероприятия приводят к повышению расхода питательной воды, перекачиваемой питательными турбонасосами. Данная тенденция находит поддержку на законодательном уровне. Принимаются как международные стандарты, например ISO 50001-2011 «Система энергетического менеджмента», так и федеральные законы, такие как № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации».

Таким образом, актуальной задачей является создание обоснованной методики для оценки эффективности работы питательных турбонасосов в различных эксплуатационных режимах, что позволит спрогнозировать изменение работы каждого ПТН, подобрать комплекс варьируемых эксплуатационных параметров, при котором ПТН работает с наибольшей эффективностью.

**Степень разработанности темы диссертации.** Значимые результаты в области анализа и повышения эффективности работы питательных насосов отражены в работах Богуна В.С., Демьянова В.А., Шиль Ю.Х.; в области модернизации режимов работы приводных турбин серьезный вклад внесли Хоменок Л.А., Прокопец А.О., Иноземцев А.А. и другие. Однако остается неизученным ряд важных аспектов, затрагиваемых темой работы. В частности: в существующей методике определения удельного расхода тепловой энергии брутто на питательные турбонасосы количество тепла, отдаваемое отработавшим паром в конденсаторе ПТН, определяется расчетом или при заводских испытаниях нового оборудования и остается неизменным, при этом не учитывается изменение заводских характеристик ПТН вследствие износа и старения оборудования; не определена степень частного влияния отдельных параметров на эффективность работы питательных турбонасосов; отсутствуют

рекомендации по распределению мощности между параллельно работающими питательными турбонасосами, обладающими различной эффективностью в режимах частичной нагрузки энергоблока.

**Целью диссертационной работы** является повышение эффективности питательных насосов с турбинным приводом путем разработки и научного обоснования режимных и конструктивных мероприятий.

**Задачи диссертационной работы**, которые должны быть решены для достижения цели:

1. Анализ существующих режимов и условий эксплуатации питательных турбонасосов на основе экспериментальных данных, полученных в ходе длительной работы действующего оборудования.

2. Анализ существующих способов оценки и повышения эффективности питательных турбонасосов на основе данных, полученных со штатных контрольно-измерительных приборов электростанции.

3. Разработка новой методики оценки эффективности работы питательных турбонасосов с использованием нейросетевого моделирования действующих ПТН на основе эксплуатационных данных, получаемых со штатных контрольно-измерительных приборов на протяжении длительного периода эксплуатации.

4. Сравнение разработанной и существующих методик оценки эффективности питательных турбонасосов.

5. Разработка программных комплексов оценки эффективности питательных турбонасосов с применением нейросетевого моделирования.

6. Определение способов повышения эффективности питательных турбонасосов за счет конструктивного совершенствования регулирующего клапана приводной турбины.

**Научная новизна работы** заключается в следующем:

1. Разработана основанная на нейросетевой технологии и реальных эксплуатационных данных методика оценки эффективности питательных насосов с турбинным приводом, позволяющая учесть техническое состояние каждого отдельного агрегата и характерные режимы его эксплуатации, что обеспечивает

возможность обоснованного определения индивидуальных способов повышения эффективности питательных насосов с турбинным приводом.

2. Предложен технически обоснованный способ разработки нормативного удельного расхода тепловой энергии брутто на приводные турбины питательных турбонасосов конденсационного типа, не требующий проведения испытаний на действующем оборудовании.

3. Предложен новый способ установления количественной зависимости показателей эффективности питательных насосов с турбинным приводом от эксплуатационных параметров, позволяющий повысить точность прогнозирования показателей работы турбонасосов в различных режимах.

**Теоретическая значимость** результатов работы заключается в следующем:

1. Установлено и проанализировано влияние эксплуатационных параметров на эффективность работы питательных турбонасосов, что позволило создать их цифровые двойники в диапазоне изменения параметров, характерных для режимов работы реального объекта.

2. Разработан алгоритм определения показателей эффективности работы приводной турбины действующих питательных турбонасосов на основе нейросетевого моделирования.

3. Доказана эффективность применения нейросетевого моделирования для создания статистических моделей питательных турбонасосов по сравнению с регрессионным анализом и детерминированным моделированием.

4. Составлена математическая модель регулирующего клапана приводной турбины, на основе которой определено гидравлическое сопротивление по ходу пара в клапане. Выявлены пути снижения потерь давления в регулирующем клапане.

**Практическая значимость** результатов работы заключается в следующем:

1. Получен набор статистических эксплуатационных данных по питательным турбонасосами предложена методика оценки и прогнозирования их характеристик в расчетном диапазоне рабочих параметров для повышения эффективности турбонасосов.

2. Разработаны программные комплексы, позволяющие реализовать возможности созданных математических моделей питательных турбонасосов.

3. Предложены и научно обоснованы конструктивные и режимные мероприятия, позволяющие уменьшить затраты энергии на питательные турбонасосы.

4. Проведен сравнительный анализ эффективности нескольких питательных турбонасосов одного энергоблока, в результате которого сформулированы рекомендации по выбору насоса для эксплуатации в режимах частичной нагрузки энергоблока.

#### **Положения, выносимые на защиту:**

1. Методика оценки эффективности питательных турбонасосов на основе статистических эксплуатационных данных.

2. Обоснования преимущества предложенной методики оценки эффективности питательных турбонасосов на основе нейросетевого моделирования в сравнении с другими методиками.

3. Результаты экспериментальных исследований по определению эффективности работы питательных турбонасосов электрических станций.

4. Технически обоснованные нормативы удельного расхода тепловой энергии брутто на питательные турбонасосы с приводной турбиной конденсационного типа.

5. Программные комплексы для определения и прогнозирования эффективности питательных турбонасосов на основе нейросетевого моделирования.

6. Усовершенствованные конструкции проточной части регулирующего клапана системы парораспределения приводных турбин для повышения эффективности питательных турбонасосов.

**Апробация работы.** Результаты работы представлены на международных научно-технических конференциях студентов, аспирантов и молодых ученых «Энергия» (ИГЭУ, Иваново, 2014–2019 гг.), «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика» (МЭИ, Москва, 2016 г.); международных конференциях

«Бенардосовские чтения» (ИГЭУ, Иваново, 2015, 2017, 2019 гг.); международной научно-технической конференции «Электроэнергетика глазами молодежи» (ИГЭУ, Иваново 2015 г.); международной молодежной конференции «Гинчуринские чтения» (КГЭУ, Казань, 2015 г.); научно-практическом семинаре «Расчетно-экспериментальное обоснование новых технических решений в атомной отрасли» (НГТУ им. Алексева, Нижний Новгород, 2017); школе-конференции молодых атомщиков Сибири (ТПУ, Томск, 2015-2016 гг.); международной научной конференции «Математические Методы в Технике и Технологиях ММТТ-31» (БНТУ, Минск, 2018 г.); международной конференции «Безопасность АЭС и подготовка кадров» (НИЯУ МИФИ, Обнинск 2018 г.); международной научно-технической конференции «Безопасность, эффективность и экономика атомной энергетики» (АО «Концерн Росэнергоатом», Москва, 2018 г.).

**Практическая реализация результатов работы.** Результаты работы внедрены в промышленную эксплуатацию на энергоблоках №1 и №2 Калининской АЭС, а также приняты к рассмотрению на Костромской ГРЭС, что подтверждается двумя актами внедрения.

**Степень достоверности полученных результатов** подтверждается применением апробированных методов и программных средств моделирования и анализа работы тепломеханического оборудования и систем; проведением экспериментальных исследований в условиях промышленной эксплуатации ряда питательных турбонасосов и с использованием стандартизованных методов и поверенных средств измерения параметров; совпадением в пределах погрешности результатов математического моделирования с фактическими эксплуатационными данными по работе оборудования; согласованностью результатов работы с опубликованными данными других авторов.

**Методология и методы** исследования определяются целью и задачами работы, сложившимися научными подходами и направлены на повышение эффективности питательных турбонасосов режимными и конструктивными методами. Методология состоит в разработке технологии анализа и повышения эффективности питательных турбонасосов на основе применения нейросетевого

моделирования энергетического оборудования и систем. В работе эффективно использованы также методы регрессионного анализа, вычислительной гидрогазодинамики, расчета технико-экономических показателей оборудования электростанций.

**Личный вклад автора** состоит в сборе, анализе и обработке экспериментальных данных; расчете показателей эффективности; разработке и проверке методики повышения эффективности питательных турбонасосов, а также определении технически обоснованного нормативного удельного расхода тепловой энергии брутто на питательные турбонасосы: построении нейросетевых моделей насосных агрегатов, проверке результатов моделирования на корректность и непротиворечивость физическим процессам в исследуемом оборудовании; создании программных комплексов; построении и расчете трехмерных моделей оборудования в САД и САЕ программных пакетах; подготовке публикаций по тематике работы.

**Публикации.** По результатам выполненных исследований опубликовано 23 печатных работы, в том числе 4 статьи в изданиях по перечню ВАК, 2 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ, 17 тезисов и полных текстов докладов конференций.

**Структура и объем работы.** Диссертация изложена на 164 страницах и состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 122 наименований и 2 приложений. Основной текст объемом 157 страниц содержит 79 рисунков и 36 таблиц.

## ГЛАВА 1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР МЕТОДИК ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПИТАТЕЛЬНЫХ ТУРБОНАСОСОВ

С 20-х до 90-х гг. XX века советские специалисты занимались исследованием проблемы повышения эффективности использования оборудования. С 1923 – 1931 гг. научное бюро под руководством инженера Попова А.Г. исследовало вопросы внедрения планово-предупредительного ремонта на предприятиях для снижения времени простоя оборудования [1]. В 1934 г. Спиридонов В.В. издает работу «Система планово-предупредительных ремонтов» [2]. В 1939 г. профессор Савинский Д.В. публикует курс промышленной статистики [3]. Данное направление анализа эффективности работы оборудования промышленных предприятий нашло отражение в работах Адамова В.Е., Ильенковой С.Д. и других исследователей [4, 5].

Активно исследуются проблемы повышения эффективности использования оборудования за рубежом. Существенный вклад в разработку базовых идей развития производства и использования оборудования внесли американские ученые Деминг В.Э., Джуран Дж.М. Их фундаментальные идеи, заложенные в концепцию «производства без потерь» нашли продолжение в теоретических разработках и практических решениях японских специалистов: Исикава К., Имаи М., Оно Т., Синго С., Кондо Й., Накадзима С., Сирозэ К. На современном этапе развития управленческой мысли наиболее последовательно проблемы, связанные с использованием оборудования, разрешаются в рамках создания производственных систем предприятий, основанных на принципах бережливого производства (Лайкер Д., Вэйдер М., Вумек Д., Джонс Д.) [6].

В настоящее время для анализа и повышения эффективности эксплуатации оборудования и систем предприятий широкое распространение получили методы моделирования конструкции и режимов работы исследуемого оборудования, основанные на сборе полученных эксплуатационных данных с их последующим анализом [7-12].

Питательные турбонасосы тепловых станций представляют собой сложный составной агрегат, объединяющий в себе особенности эксплуатации как непосредственно насосного оборудования (форма, размер, количество насосных колес, масса и расположение валов, типы подшипников и др.), так и паровых приводных конденсационных или противодавленческих турбин, работающих на перегретом паре (количество и размер ступеней, начальные и конечные параметры пара, эффективность работы конденсатора и т.д.). Таким образом, рассмотрение вопроса повышения эффективности ПТН можно свести к решению задач по повышению эффективности его составного оборудования, что в целом благоприятно отразится на качестве эксплуатации всего питательного турбонасоса.

## **1.1. Способы повышения эффективности паровых турбин**

### ***1.1.1. Классические инженерные методы***

Известные инженерные методики анализа работы паровых турбин для дальнейшего повышения эффективности их эксплуатации основаны на теоретических расчетах комплексных теплогидравлических параметров по проточной части паровой турбины [13,14], включающих в себя параметры пара за каждой ступенью, геометрические характеристики проточной части, характер и скорости течения паровой среды по мере обвода профиля сопловых и рабочих аппаратов и т.д. Целью данных расчетов является определение составляющих эффективности турбоустановки, таких как лопаточный КПД, внутренний относительный КПД ступени и т.д. В результате строится теоретическая модель исследуемой турбоустановки, при работе с которой определяются концентраторы потерь энергии, преимущественно гидравлического характера, который в дальнейшем могут быть устранены внесением конструктивных изменений в проточной части паровой турбины или переводом турбоустановки на другие режимы работы.

Недостатки данного подхода заключаются в следующем:

- для составления точной теоретической модели установки необходимо определение комплекса тепломеханических и гидравлических параметров, получение которых в условиях нормальной эксплуатации затруднено или невозможно ввиду сложности физических процессов, протекающих в агрегатах и системах;
- для расчета турбоустановки классическими инженерными методиками принимается ряд допущений, использование обобщенных номограмм, что может привести к существенному увеличению погрешности итогового результата;
- при анализе сложного технического устройства, которым является питательный турбонасосный агрегат, необходимо определение эффективности работы его составных частей, таким как подшипники, редуктор, бустерный и питательный насос, что существенно увеличивает трудоемкость процесса расчета и оптимизации;
- ряд характеристик турбины, в том числе геометрические размеры и формы профиля лопаток, подвержены износу и механическому старению в ходе многолетней эксплуатации.

### ***1.1.2. Методики анализа экономичности паровых турбин с использованием информационно-вычислительного комплекса электростанции***

Данный подход основан на обработке информации, получаемой со штатных контрольно-измерительных приборов станции, для определения экономичности паровых турбин в ходе реальной эксплуатации.

По зарубежным данным, эксплуатационная экономичность энергоблоков может быть ниже проектной на 5-10%. Периодический контроль экономичности позволяет удерживать указанное значение в диапазоне 3-5%. В то же время, непрерывный эксплуатационный контроль с применением информационно-вычислительных систем станции, дает возможность сохранять указанную разность на уровне 1-2% [15].

Методики, используемые в НПО ЦКТИ для определения эффективности цилиндров паровых турбин, основаны на поиске средневзвешенного диаграммного КПД, определяемого по следующей формуле [16]:

$$\eta = \frac{\sum_{j=0}^n G_j h_j}{\sum_{j=0}^n G_j H_j}, \quad (1.1)$$

где  $j$  – порядковый номер потока;  $G_j$  – массовый расход пара в соответствующем потоке;  $h_j$  – использованный теплоперепад  $i$ -го потока по параметрам на входе в цилиндр и на выходе из него;  $H_j$  – соответствующий располагаемый теплоперепад.

Ранее используемый метод анализа проточной части цилиндров турбин основывался на определении относительного внутреннего КПД, при нахождении которого учитываются используемые и располагаемые теплоперепады всех потоков пара, проходящие через отдельные ступени и весь цилиндр в целом [17].

Однако, данные методики применимы преимущественно для определения эффективности в цилиндрах высокого и среднего давления мощных турбин. Для цилиндров низкого давления и конденсационных установок конечная точка определяется по параметрам в конденсаторе, замер которых затруднен по ряду причин:

- высокая неравномерность параметров в объеме конденсатора не позволяет в полной мере описать его состояние при ограниченном числе точек замера;
- штатные контрольно-измерительные приборы электростанций зачастую не регистрируют ряд важных для определения экономичности установки параметров: степень сухости пара на выходе из турбины, измерения на водоструйном эжекторе и другие; определение расхода охлаждающей воды, подаваемой на конденсатор турбины также зачастую не регистрируется или замеры имеют низкую степень точности.

Таким образом, приведенные выше методы не применимы для диагностирования работы питательных турбонасосов энергоблоков АЭС и мощных блоков ТЭС с приводными турбинами конденсационного типа.

### 1.1.3. Регрессионный метод прогнозирования

Известный метод статистического анализа – определение регрессионной зависимости также может быть использован для диагностирования работы турбоустановок с последующим повышением эффективности их эксплуатации [18,19,20].

В качестве исходных независимых переменных, определяющих критерии эффективности работы питательных турбонасосов, могут быть приняты различные параметры, снимаемые в процессе эксплуатации ПТН штатными контрольно-измерительными приборами.

В качестве зависимой целевой функции могут быть приняты различные критерии эффективности работы питательного турбонасоса [21]:

- удельный расход тепловой энергии брутто (пара) [кДж/(кВт·ч); кг/(кВт·ч)],
- КПД при номинальной нагрузке (%),
- удельный расход тепловой энергии (кДж/кг),
- общая потребляемая мощность (кВт).

Применительно к турбонасосным агрегатам также в качестве критериев эффективности работы может выступать термодинамический КПД установки, учитывающий эффективность работы всего агрегата в целом без необходимости выявления КПД его составных частей [22].

Таким образом, функциональная зависимость будет иметь следующий вид:

$$C_{\phi} = f(t_0, p_0, p_{рк}, p_k, t_{пв}, G_{пв}, Y_{эж}, G_0) \quad (1.2)$$

где  $C_{\phi}$  – целевая функция уравнения регрессии;  $t_0$  – температура водяного пара, подаваемого для работы приводной турбины из отбора энергетической турбоустановки энергоблока, °С ;  $p_0$  – давление пара, отбираемого для работы питательного турбонасоса без учета потерь на работу регулирующей системы приводной турбины, Па;  $p_{рк}$  – давление водяного пара на входе в первую ступень приводной турбины (с учетом потерь энергии в стопорно-регулирующих клапанах), Па;  $p_k$  – параметры воды в паровой и жидкой фазе конденсатора приводной турбины, в качестве которых может быть принята глубина вакуума

или температура рабочей среды, Па;  $t_{\text{пв}}$  – температура охлаждающей циркуляционной воды, подаваемой в конденсатор приводной турбины, °С;  $G_{\text{пв}}$  – расход циркуляционной воды, подаваемой на охлаждение конденсатора приводной турбины, кг/с;  $Y_{\text{эж}}$  – эксплуатационные параметры, характеризующие работу эжекторов конденсатора приводной турбины, в качестве которых может быть принята температура или давление рабочей среды эжектора, °С (Па);  $G_0$  – расход водяного пара на работу приводной турбины питательного насоса, кг/с.

Для поиска подобного типа зависимости могут быть использованы классические методы регрессионного анализа [23,24,25].

Полученная регрессионная модель позволяет проанализировать изменение во времени качества работы ПТН на основе выборки данных его эксплуатации. Кроме того, варьирование независимых параметров может быть использовано для прогнозирования изменения эффективности эксплуатации питательного турбонасоса с целью поиска наиболее оптимального режима его работы.

Недостатком данного подхода является необходимость большой выборки статистических данных для построения модели с точностью, достаточной для решения инженерных задач. Выборка должна охватывать режимы эксплуатации с широким диапазоном изменения параметров, в том числе учитывать изменение температуры охлаждающей воды конденсатора, зависящей от времени года.

Также недостатком данного метода, как и любого другого, основанного на регрессионном анализе, является необходимость определения исходного вида функции зависимости, нахождение которой для многофакторной регрессионной модели достаточно сложно.

#### ***1.1.4. Конструктивные методы повышения эффективности паровых приводных турбин***

Среди методов повышения эффективности эксплуатации паровых турбин отдельно стоит отметить подходы, направленные на улучшение эксплуатационных характеристик конденсаторов. На мощных энергоблоках тепловых и атомных электростанций используются в качестве привода питательных насосов конденсационные турбоустановки мощностью 12-18 МВт.

Увеличение эффективности работы конденсатора позволяет снизить конечные параметры за турбиной, что даст дополнительный располагаемый теплоперепад на турбину.

При длительной эксплуатации теплообменного оборудования в условиях низкого качества омываемых сред происходит загрязнения теплообменных поверхностей, что приводит к уменьшению коэффициента теплопередачи между средами. Применение эффективных методик очистки конденсаторов позволит привести эксплуатационные характеристики конденсаторов к проектным параметрам [26, 27].

Улучшение работы эжекторов за счет внесения конструктивных и режимных изменений также позволяет повысить эффективность турбоустановки в целом.

Изменение материала и конфигурации теплообменных трубок конденсаторов: применение профильных витых трубок, вертикальных продольно-профилированных трубок, трубок двойного профиля позволит увеличить средний коэффициент теплопередачи на 40-80% [28].

Наибольший эффект на качество и эффективность работы ПТН окажет модернизация непосредственно паровой турбины за счет внесения геометрических изменений в проточную часть цилиндра. Данными изменениями могут быть: модернизация профиля сопловых и рабочих лопаток; изменения конструкции корневых, периферийных, диафрагменных и концевых уплотнений; изменения геометрических характеристик входных и выходных патрубков цилиндра с целью снижения гидравлического сопротивления по ходу движения водяного пара и др. [29 - 33].

Помимо модернизации непосредственно проточной части паровой турбины отдельного внимания заслуживают геометрические характеристики проточной части стопорных и регулирующих клапанов паровых турбин. Приводные турбины питательных насосов спроектированы для нормальной эксплуатации в широком диапазоне нагрузок, для турбин ОК-12А производства Калужского турбинного завода мощность нормальной эксплуатации лежит в диапазоне от 30-100% от номинальной. Кроме того, данные турбоустановки применяются на блоках АЭС с

реакторами типа ВВЭР-1000, работающих преимущественно в базовом режиме эксплуатации в силу инертности внутриреакторных процессов. Система регулирования приводных турбин ПТН данных блоков спроектирована таким образом, чтобы в случае необходимости резкого изменения мощности энергоблока в небольшом диапазоне иметь запас на увеличение расхода питательными насосами за счет изменения степени дросселирования в регулирующем клапане. Данная особенность позволяет не прибегать к изменению мощности реактора при незначительных колебаниях нагрузки в сети, однако приводит к увеличению потерь при дросселировании пара в регулирующем клапане приводной турбины ПТН до 60%.

Основные узлы данных турбоустановок спроектированы в 60-80е годы прошлого века с учетом научно-технологического уровня того времени. В настоящее время, с появлением современных материалов и методов расчета, существует возможность анализа и оптимизации проточной части регулирующего клапана приводной турбины с целью снижения избытка потерь на дросселирование [34 - 38]. Данный подход получил широкое распространение в странах с высоким уровнем развития технологий инженерного анализа и машиностроения [39, 40, 41].

Актуальным вопросом для конденсационных паровых турбин является контроль и управление степенью влажности за последней ступенью цилиндра. Помимо непосредственного снижения КПД турбины от влажности по причине «тормозящего эффекта», оказываемого воздействием капель влаги на спинку профиля рабочих лопаток, эрозия проточной части конечных ступеней конденсационной паровой турбины вследствие длительной эксплуатации при низких начальных параметрах приводит к образованию дополнительных гидравлических сопротивлений, отрыву пограничного слоя и другим явлениям, снижающим в конечном счете качество работы всей турбоустановки в целом.

Для питательных турбонасосов нет методов, основанных на изменении режима работы оборудования, для нивелирования влияния влажности. Повышение параметров пара на входе в действующую приводную турбину питательного

насоса ТЭС и АЭС невозможно без создания дополнительных источников генерации энергии на паровом тракте перед приводной турбиной.

Конструктивные методы борьбы с эрозией от влажности делятся на активные и пассивные. К активным методам относится применение сепарирующих устройств (внутриканальных или выносных), применение испарителей влаги, а также управление дисперсностью. Пассивные методы основаны на защите поверхности лопаточного аппарата конструктивными способами: применение высокохромистых сталей, обладающих высокой эрозионной стойкостью; поверхностная обработка лопаточного аппарата (электроискровая обработка, поверхностная закалка токами высокой частоты, электроискровое упрочнение), наплавка стеллита или титанового сплава на поверхность рабочих лопаток.

Рассмотренные методы повышения эффективности паровых приводных турбин питательных насосов могут оказать наибольший эффект на качество работы ПТН. Однако, данный подход влечет за собой крупные капитальные затраты на проектирование и изготовление новых конструктивных элементов и систем. Данные затраты не всегда могут быть оправданы экономическим эффектом, полученным в результате модернизации.

## **1.2. Способы повышения эффективности насосного оборудования**

Повышение эффективности эксплуатации насосного оборудования в той или иной степени связано с внесением изменений в конструкцию непосредственно насосного агрегата, насосного колеса или с изменением режима работы гидравлического тракта насоса.

На характеристики гидравлических потерь по длине трубопроводов при эксплуатации насосов практически ни как нельзя воздействовать. Современные решения данной проблемы в первую очередь связаны со снижением гидравлического трения за счет уменьшения шероховатости внутренних поверхностей труб. Эта проблема частично решается при помощи разнообразных синтетических и полимерных добавок вводимых в транспортируемую жидкость. В работе [42] снижение гидравлических потерь от трения предлагается на основе

использования эффекта Томсона открытого в 1948 году, значительно уменьшить потери напора на трение можно за счет добавления к воде миллионных долей некоторых полимеров (например, полиакриламида) или поверхностно активных веществ. При помощи воздействия на пограничный слой жидкости или газа переменным электромагнитным полем, а также путем накладывания на стенки трубопровода или канала импульсных колебаний, направленные по нормали к поверхности соприкосновения потока со стенками трубопровода или канала [43].

Местные сопротивления вычисляются по формуле:

$$h_m = \sum \zeta \cdot v^2 / (2 \cdot g), \quad (1.3)$$

где  $\zeta$  – коэффициент местного сопротивления, который зависит от вида сопротивления и определяется опытным путем;  $v$  – средняя скорость течения воды, м/с;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Основные виды местных потерь напора можно условно разделить на следующие группы:

- потери, связанные с изменением живого сечения потока (резкое или постепенное расширение и сужение потока);
- потери, вызванные изменением направления потока, его поворотом (поворот трубы);
- потери, связанные с протеканием жидкости через арматуру различного типа (вентили, краны, клапаны, сетки);
- потери, возникшие вследствие отделения одной части потока от другой или слияния двух потоков (тройники, крестовины и т.д.).

Для уменьшения влияния местных сопротивлений на гидравлический напор необходимо исследование конструкций фасонных участков трубопровода, запорной арматуры и других элементов с использованием 3D моделирования. Зачастую фасонные участки трубопроводов и запорная арматура проектировалась относительно давно, когда не было современных инструментальных средств по

3D моделированию гидравлических процессов, проходящих в местах с повышенным гидравлическим сопротивлением.

Внесение изменений в режимы работы подводящих или отводящих трубопроводов питательных насосов затруднено или невозможно по причине компактного расположения оборудования энергоблоков тепловых и атомных электрических станций работающих в единой системе.

Модернизация конструкции насосного оборудования имеет цель не только повысить его эксплуатационные характеристики, но также улучшить надежность и долговечность. К подобным методам относятся:

- Гидрофобизация поверхности рабочего колеса. Проведение данного мероприятия позволяет увеличить КПД насоса на 1,5-2%, снизив при этом потребляемую мощность насосом. Недостатком данного метода является сложность нанесения гидрофобных пленок на поверхность, имеющую пространственную геометрию [44].

- Анализ и оптимизация дисков существующих рабочих колес питательных насосов на основе современных инструментов инженерного анализа [45].

- Применение направляющих диффузоров или специальных сопел в проточной части насоса [46].

- Оптимизация зазора между рабочим колесом насоса и спиралевидным отводом. Особую актуальность данный метод имеет для насосных агрегатов, находящихся в эксплуатации на протяжении десятилетий.

Основным недостатком данных способов повышения эффективности насосов является необходимость серьезных конструктивных изменений в действующем оборудовании, что влечет за собой крупные материальные и трудовые затраты, связанные с выводом оборудования из эксплуатации и созданием и внедрением новых конструктивных элементов, не всегда обоснованные получаемым экономическим эффектом.

### **1.3. Сравнение существующих подходов моделирования работы оборудования**

Способы повышения эффективности эксплуатации питательных насосов с турбинным приводом на основе влияния на режимные параметры подразумевают активное исследование работы оборудования или его модели в различных эксплуатационных ситуациях, сопровождаемых изменением режимных параметров в широком диапазоне. Поэтому актуальной задачей является подбор метода моделирования работы оборудования для экспериментальных исследований. Среди имеющихся подходов к созданию моделей работы тепломеханического оборудования электрических станций рассмотрены следующие методы: регрессионный анализ, детерминированные методы моделирования, физический модельный эксперимент, натурный активный эксперимент, нейросетевое моделирование. Сравнение перечисленных подходов проводилось по следующим критериям: стоимость создания модели, стоимость работы с моделью, трудоемкость и требования к квалификации исследователя, точность моделирования и возможный диапазон исследуемых параметров.

#### **Регрессионный анализ**

Регрессионные методы моделирования нашли широкое применение в мировой практике. Для создания модели не требуется привлечение дорогостоящего программного обеспечения, а также работа с моделью не сопровождается существенными финансовыми и трудовыми затратами. Для работы с моделью не обязательно применение дорогостоящего оборудования и сверхмощных электронно-вычислительных машин. Погрешность моделирования зависит от качества обработки выборки экспериментальных данных и первоначального вида функциональной зависимости, что увеличивает трудоемкость создания модели и требует привлечение высококвалифицированных специалистов. Диапазон с высокой степенью точности моделирования ограничен выборкой экспериментальных данных по работе оборудования.

### Детерминированные методы моделирования

Также как и регрессионные методы моделирования нашли широкое распространение в мировой практике экспериментальных исследований. Однако, данный подход наиболее требователен к используемому программному обеспечению и мощностям электронно-вычислительных машин, что существенно повышает стоимость создания и работы с моделью по сравнению с методом регрессионного анализа. Для создания точной модели оборудования требуется тщательный подбор параметров и замер всех геометрических характеристик исследуемого оборудования, что существенно увеличивает трудоемкость создания модели. Приемлемая точность моделирования при достаточном числе учтенных факторов реальной работы оборудования.

### Физический модельный эксперимент

Требует создания физического объекта – копии исследуемого оборудования с учетом масштабных коэффициентов. Являлся наиболее актуальным методом моделирования для проведения экспериментов до создания мощных электронно-вычислительных машин. Достоинством данного метода является высокая точность результатов работы модели во всех диапазонах исследуемых параметров. Однако, так как питательные турбонасосы – сложное оборудование, состоящее из различных агрегатов, работающих при высоких параметрах среды, стоимость создания модели и работа с ней потребуют значительных финансовых затрат.

### Активный натурный эксперимент

Активный натурный эксперимент не требует создания отдельной модели оборудования, все исследования проводятся непосредственно на агрегате. Данный подход даст результаты с наивысшей степенью точности во всех диапазонах изменения параметров. Основным недостатком при моделировании ПТН – вывод оборудования из технологического процесса работы электростанции, что влечет за собой разгрузку блока до 0 – 50% от номинальной мощности. Недовыработка электроэнергии при длительности эксперимента в 1 час на энергоблоке АЭС с

реактором типа ВВЭР-1000 составляет  $1,8 - 3,6 \cdot 10^8$  кВт·ч, следовательно, гигантские финансовые затраты на работу с моделью.

#### Нейросетевое моделирование

Данный подход имеет схожие черты с методом регрессионного анализа, однако обладает рядом достоинств: возможна обработка больших выборок параметров в различных диапазонах, не требуются при этом подбора первоначального вида функциональной зависимости целевых и исходных параметров.

Таким образом, метод нейросетевого моделирования обладает достаточной точностью для решения задач, поставленных в рамках работы, не требуя при этом значительных материальных затрат на его применения. По сравнению с регрессионным анализом не требуется подбор вида исходной функции и упрощена подготовка исходных параметров для обучения модели.

### **1.4. Актуальность использования питательных турбонасосов на тепловых и атомных станциях в современных реалиях**

Постоянный рост единичных мощностей энергоблоков тепловых и атомных электрических станций привел к значительному увеличению установленных мощностей питательных насосов и доли расхода энергии собственных нужд энергоблоков на их работу. В связи с этим, помимо вопроса надежности работы данных агрегатов, особую значимость приобретают вопросы экономичности данного оборудования [47].

Поскольку одним из важнейших условий экономичной работы питательных насосов является целесообразное регулирование расхода питательной воды путем изменения числа оборотов вала регулирования производительности задвижкой на выдаче, что имело место в установках малой и средней мощности. С этой целью на питательных насосах с электрическим приводом устанавливаются гидромуфты, а в турбопитательных насосах изменение числа оборотов обеспечивается первичным двигателем - турбиной [48].

На энергоблоках с турбоустановками до 200 МВт включительно для привода питательных насосов применяются электрические двигатели, которые достаточно

просты и удобны в эксплуатации, кроме того, электрические двигатели до 6 МВт дешевле и экономичнее, чем турбоустановки аналогичной мощности.

При переходе работы турбоагрегатов на сверхкритические параметры пара появилась необходимость в использовании быстроходных насосов с частотой вращения 4500 – 6000 об/мин.

Повышение частоты вращения питательного насоса позволяет сократить диаметры рабочих колес и число ступеней при том же напоре, что в свою очередь позволяет снизить габариты и массу насоса. В данных условиях использование турбины в качестве привода питательного насоса предпочтительнее электроприводу по ряду причин:

- не требуется установка дополнительного повышающего редуктора для перехода на новую частоту вращения;
- повышение частоты вращения ротора приводной турбины обеспечивает повышение экономичности работы самой турбины, а также снижает ее габариты и стоимость за счет увеличения окружной скорости;
- регулирование подачи питательной воды происходит наиболее эффективным способом – за счет изменения частоты вращения ротора, при этом не требуется установка гидромуфты или регулирующей арматуры;
- турбины могут быть изготовлены практически на любую, необходимую для насосного агрегата, мощность, следовательно, исключаются проблемы, связанные с разработкой и эксплуатацией электродвигателей большой мощности;
- потребляемое приводными турбинами тепло является энергией более низкого «уровня» по сравнению с электрической энергией, при выработке которой добавляются потери в электрогенераторе, транспортные потери при передаче электричества, а также дополнительная конвертация энергии из электрической в механическую энергию вращения ротора электродвигателя.

На энергоблоках ТЭС мощностью свыше 300 МВт и большинстве энергоблоках АЭС приводом питательных насосов служат паровые турбины конденсационного и противодавленческого типа. Пар на турбину поступает из отбора энергетической турбоустановки, причем для приводных турбин

конденсационного типа этот пар в дальнейшем не поступает обратно в основную турбину, вследствие чего повышается ее экономичность за счет снижения собственных потерь в конденсаторе. Также конденсационные приводные турбины могут работать независимо от основной энергетической турбины, при питании из общестанционного коллектора собственных нужд или других источников энергии, следовательно, не требуется установка электронасосов малой мощности. Недостатком такого вида приводных турбин является наличие конденсатора, что существенно увеличивает капитальные затраты на данный агрегат, а также усложняет его эксплуатацию. С данной точки зрения определенными преимуществами обладают приводные турбины с противодавлением, когда отработавший в приводной турбине пар направляется в один из нижестоящих отборов энергетической турбины.

Для мощных турбоустановок тепловых электрических станций применение приводных электродвигателей питательных насосов затруднено в силу высоких требования к характеристикам данных насосов – развиваемый напор до 250 бар, что влечет за собой увеличение мощности двигателя до 18 МВт. Кроме того, пар, подаваемый на работу питательных турбонасосов ТЭС, отличается высокими термодинамическими параметрами, что в целом оправдывает экономическую эффективность использования турбоприводов питательных насосов.

В атомной энергетике на энергоблоках с водо-водяными реакторами последних поколений и энергетической турбоустановкой мощностью 1200 МВт актуальным становится вопрос использования группы электропитательных насосов для подачи большого расхода питательной воды при низком напоре – до 70 бар. Энергоблоки данного типа отличаются низкими параметрами рабочего тела, обусловленными требованиями к безопасности эксплуатации реактора. В итоге, турбопитательные насосы данных блоков, питающиеся отбором пара после сепаратора-пароперегревателя работают на пониженных параметрах пара (180 – 240 °С, 0,5 – 0,9 МПа), обладают сравнительно низким КПД. Поэтому приобретает актуальность задача сравнения эксплуатационных издержек от применения турбопитательных и электропитательных насосов аналогичных

блоков АЭС. Проведенные сравнение основывается преимущественно на паспортных характеристиках установленного оборудования, так как достаточного опыта эксплуатации электропитательных насосов на энергоблоках АЭС с в водородными реакторами нет.

Современные атомные электрические станции с энергетическими турбинами типа К-1200-6,8/50 имеют в своем составе пять питательных электронасосов АПЭА-1840-80-01 номинальной производительностью 1840 м<sup>3</sup>/ч, напором 8,92 МПа, потребляемой электрической мощностью 6300 кВт (рисунок 1.1). В базовом режиме эксплуатации энергоблока четыре ПЭН работают параллельно.

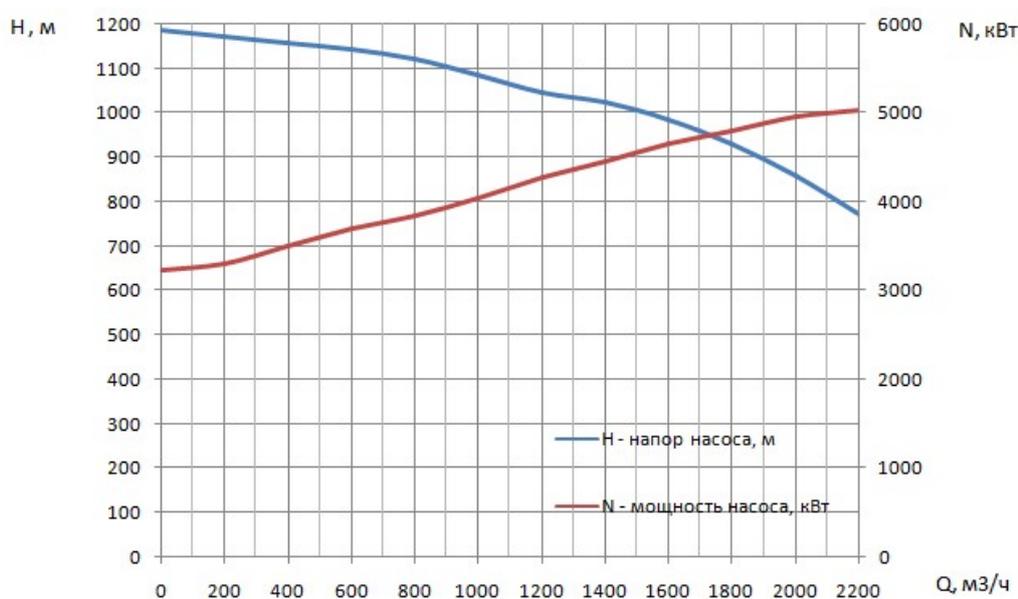


Рисунок 1.1. Характеристики питательного электронасоса АЭС

На атомных электрических станциях с турбоустановкой К-1000-60/1500 установлены два параллельно работающих питательных турбонасоса номинальной подачей 3750 м<sup>3</sup>/ч, напором 7,94 МПа (рисунок 1.2). Приводом для данного типа насосов служит паровая турбина ОК-12А номинальной мощностью 11680 кВт. Водяной пар для работы приводных турбин подается из отбора, следующего за сепаратором-пароперегревателем энергетической турбины.

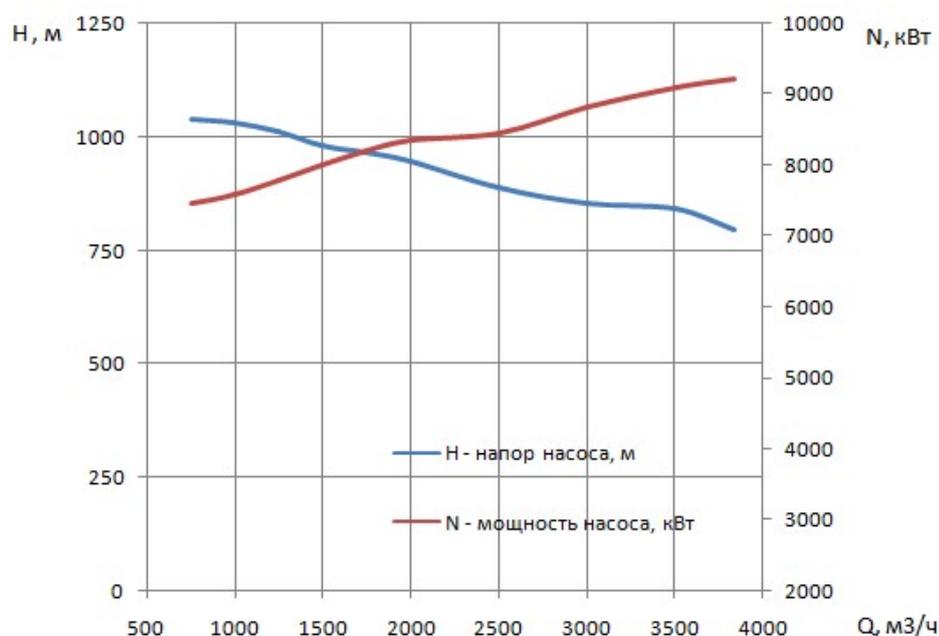


Рисунок 1.2. Характеристики питательного турбонасоса АЭС

Преимуществом турбопривода над электроприводом питательных насосов заключается в возможности достаточно простого регулирования частоты вращения приводной турбины в диапазоне нормальной эксплуатации, что позволяет контролировать расход и подачу питательной воды для работы энергоблока, не прибегая при этом к установке дорогостоящего регулирующего оборудования и систем на тракте питательной воды. Основным недостатком применения приводных турбин является невозможность резервирования оборудования при быстрых переходных процессах вследствие наличия ограничений, лимитирующих скорость изменения температуры основных частей паровых турбин.

На основе паспортных характеристик ПТН определен удельный расход тепловой энергии брутто, необходимый для перекачки 1 кубического метра питательной воды в час 11,967 Мкал (50,069 МДж).

Для работы питательных электронасосов используется энергия более высокого уровня, при получении которой в технологическом цикле электростанции появляются дополнительные потери. Удельные затраты электрической энергии на перекачку 1 кубического метра питательной воды в час для ПЭН составляют

3,424 кВт·ч (12,326 МДж). Таким образом, разница в потреблении энергий разного уровня составляет более чем в 4 раза [49].

С одной стороны, при работе приводной турбины, как было отмечено ранее, нет двойного преобразования энергии (из тепловой в электрическую и из электрической в механическую) как в электропитательных насосах. На первый взгляд может показаться, что работа турбинного привода эффективней. С другой стороны, приводные турбины спроектированы для удовлетворения требований высокой маневренности и работы в широком диапазоне частот вращения, при этом невозможно обеспечить высокий внутренний относительный КПД проточной части приводной турбины. Электронасосы, в свою очередь, получают электрическую энергию с установок, спроектированных для максимально эффективной выработки электроэнергии, КПД которых значительно больше КПД приводных турбин.

Если рассматривать данный вопрос с экономической стороны на основе действующих тарифов на энергию собственных нужд атомной электростанции, то стоимость перекачки питательной воды турбонасосами на 20% меньше, чем при подаче аналогичного объема воды электронасосами.

Современные атомные электрические станции проектируются с учетом перспективы привлечения их к регулированию нагрузки энергосистемы, т.е. происходит постепенный переход от базового режима эксплуатации к полупиковому. В данных условиях установка группы питательных электронасосов позволит ступенчато регулировать расход питательной воды в широком диапазоне нагрузки энергоблока за счет вовлечения в работу разного количества ПЭН. Кроме того, применение в качестве привода насосов электрических двигателей позволяет резервировать работу питательных насосов, которые могут быть включены в работу за короткий срок без необходимости долгосрочного снижения мощности энергоблока, что положительно влияет на стабильность выработки электроэнергии.

Атомные станции предыдущего поколения имеют преимущественно базовый режим эксплуатации, без вовлечения в регулирование нагрузки энергосети.

Установка ПТН на данном типе блоков позволяет плавно регулировать расход питательной воды при режимах нормальной эксплуатации за счет изменения частоты вращения приводной турбины, не прибегая при этом к установке дросселирующих устройств и байпасных систем, создающих дополнительные потери на энергоблоках с питательными электронасосами.

### **1.5. Постановка задач исследования**

В результате анализа отобранных технических решений выявлено несколько тенденций применения технологии нейросетей для исследуемого объекта.

Активное использование нейросетевых технологий для обеспечения более точного и надежного прогнозирования рабочих параметров объекта исследования. Например, в [50] предложена нейросетевая модель, которая описывает генерируемое ветровой силовой установкой количество энергии в зависимости от данных погоды. Применение рабочих параметров воздействующих на ветровую установку, спрогнозированных через аналитическую модель, нейронная сеть дает более улучшенное качество прогнозирования. Для проведения анализа и повышение эффективности ПТН необходимо использовать технологию, основанную на нейросетевом моделировании. Нейросетевая модель построенная на основе теплотехнологических параметров, полученных непосредственно в процессе эксплуатации энергоблока позволит качественно и количественно прогнозировать изменение выходных параметров модели (коэффициент полезного действия и удельный расход тепловой энергии брутто) от изменения входных параметров.

В [51] обращается внимание на проблему, возникающую при эксплуатации технической установки, связанную с тем, что не все рабочие параметры, которые влияют на поведение подлежащих моделированию компонентов или также всей технической установки, являются известными или регистрируемыми. Техническое решение на основе использования нейронной сети для моделирования работы ПТН позволит использовать существующий перечень

приборов на станции, что значительно снизит цену на проведение экспериментальных замеров на ПТН.

В [52] предлагается способ использования нейронных сетей для повышения экономичности при проведении контроля режимов работы энергоблока путем измерения режимных параметров узлов энергоблока, усреднения этих параметров на заданном интервале времени, определения по усредненным значениям удельных перерасходов топлива. Ведется оперативный контроль этих перерасходов, предварительно определяются характерные режимные параметры. Определение удельных перерасходов топлива ведут отдельно по найденным характерным режимам и узлам энергоблока. Предложенная программа позволит с помощью построенных математических моделей определить удельные затраты тепловой энергии каждого питательного турбонасоса исходя из конкретных условий эксплуатации и получить технически обоснованный нормативный удельный расхода тепловой энергии брутто на привод ПТН.

В ранее опубликованных исследованиях также рассматривается применения нейросетевой технологии моделирование для выявления неисправностей на ранних стадиях и для отслеживания технического состояния в динамике, для увеличения точности диагностики износа и повреждений турбины, для упрощения и автоматизация процедур контроля состояния узлов, для обеспечения возможности диспетчеризации и оптимизации параметров электроэнергетической нагрузки [53–60].

При изучении тенденций выявлено, что недостаточное количество технических решений направлено на решение вопросов, касающихся определения технически и экономически обоснованных режимов работы питательных турбонасосов блоков атомных станций, а методики, применяемые на тепловых станциях, имеют существенные недостатки.

Обработка отобранной информации показала, что разработки в области использования нейронных сетей при эксплуатации энергетического оборудования получили широкое распространение за пределами места своего изобретения, чем обусловлено большое количество исследований – аналогов на технические

решения за рубежом. Анализ изобретательской активности позволяет сделать вывод, что заинтересованность применения нейронных сетей в этой области техники имеет тенденцию к повышению.

Проведенный анализ опубликованных источников позволяет сформулировать цели и задачи работы. Целью работы является повышение эффективности питательных насосов с турбинным приводом путем разработки и научного обоснования режимных и конструктивных мероприятий. Для достижения поставленной цели в работе должны быть решены следующие задачи:

1. Анализ существующих режимов и условий эксплуатации питательных турбонасосов на основе экспериментальных данных, полученных в ходе длительной работы действующего оборудования.

2. Анализ существующих способов оценки и повышения эффективности питательных турбонасосов на основе данных, полученных со штатных контрольно-измерительных приборов электростанции.

3. Разработка новой методики оценки эффективности работы питательных турбонасосов с использованием нейросетевого моделирования действующих ПТН на основе эксплуатационных данных, получаемых со штатных контрольно-измерительных приборов на протяжении длительного периода эксплуатации.

4. Сравнение разработанной и существующих методик оценки эффективности питательных турбонасосов.

5. Разработка программных комплексов оценки эффективности питательных турбонасосов с применением нейросетевого моделирования.

6. Определение способов повышения эффективности питательных турбонасосов за счет конструктивного совершенствования регулирующего клапана приводной турбины.

## ГЛАВА 2. МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

### 2.1. Выбор метода моделирование работы тепломеханического оборудования

Для исследования существующих режимов эксплуатации питательных турбонасосов тепловых и атомных электрических станций необходимы экспериментальные данные о работе оборудования в различных условиях эксплуатации. Получение этих данных возможно в ходе проведения пассивного эксперимента на протяжении длительного периода времени работы энергоблока электростанции. Тем не менее, для апробирования разработанного в ходе работы методики исследования эффективности ПТН необходимо проведение активного эксперимента на существующем оборудовании. Питательные турбонасосы атомных станций относятся к системам нормальной эксплуатации, важным для безопасности – класс 3Н [61]. Отказ питательного насоса при работе энергоблока под нагрузкой может являться исходным событием для повреждения элементов активной зоны реактора, с последующим выходом радиоактивных веществ в окружающую среду. Таким образом, проведение активного эксперимента на действующем оборудовании электростанции недопустимо во время его работы в проектных эксплуатационных режимах. Для достижения поставленной в рамках работы цели необходимо создание моделей работы действующих питательных турбонасосов, учитывающих особенности условий эксплуатации каждого конкретного агрегата.

При выборе метода моделирования необходимо принять во внимание, что питательный турбонасос включает в себя помимо непосредственно насоса паровую приводную турбину, конденсатор паровой турбины, вспомогательного оборудования и системы (система регулирования паровой турбины, система смазки и т.д.). Кроме того, режимы работы ПТН напрямую зависят от режима работы энергоблока в целом. Таким образом, создание физической модели исследуемого оборудования невозможно ввиду ее дороговизны и нецелесообразности для достижения поставленной цели.

Среди разнообразия методов мысленно-математического моделирования отдельно стоит отметить стохастические и детерминированные математические модели, дающие достаточную точность результатов для решения поставленных задач. Современный подход к детерминированным математическим моделям основывается на применении программных пакетов для решения поставленных задач, среди которых можно выделить линейку программных продуктов Ansys, Matlab и др. Основным недостатком данного метода является необходимость создания масштабной трехмерной модели питательного турбонасоса с высокой степенью определенности ее физических характеристик, для получения которых необходимо тщательное исследование каждого агрегата. Кроме того, в ходе определения такой модели должна быть установлена точная взаимосвязь между гидравлическими, механическими, термодинамическими процессами, протекающими в ПТН. Расчет подобной модели потребует значительных временных и трудовых затрат, а также больших вычислительных мощностей. При построении цифровых моделей оборудования и систем, руководствуясь при этом чертежами на изготовления и справочной литературой, созданной на основе паспортных характеристик, невозможно учесть реальное состояние оборудования, подверженного износу в процессе длительной эксплуатации. Целесообразность использования детерминированных методов моделирования в рамках данной работы ограничивается созданием отдельных узлов питательных турбонасосов с целью полного определения физических процессов, протекающих внутри данных элементов.

Методы стохастического математического моделирования позволяют упростить процесс создания модели объекта исследования, при этом сохранив точность результатов на достаточном уровне для решения поставленных задач. Среди данного класса методов стоит выделить регрессионное и нейросетевое моделирование. Как уже было отмечено ранее в п.1.1.3 регрессионные методы моделирования требуют задания исходного вида зависимости между параметрами. В данном случае определение этой функции затруднено в силу многофакторного влияния независимых параметров на зависимый. Нейросетевое и регрессионное

моделирование имеют общие концептуальные черты, однако при создании нейросети не требуется определения исходной зависимости. Таким образом, в рамках работы для решения поставленных задач целесообразно применение нейросетевых технологий для создания рабочей модели питательного турбонасоса.

## **2.2. Разработка методики оценки эффективности питательных турбонасосов**

Как было отмечено ранее, существующие методики оценки эффективности и определения нормативного удельного расхода тепловой энергии брутто на приводную турбину ПТН не учитывают в полной мере техническое состояние и особенности эксплуатации каждого питательного турбонасоса. Например, в известной методике определения расхода тепловой энергии брутто на турбонасос с конденсационной приводной турбиной, тепловая энергия, отданная паром в конденсаторе приводной турбины определяется при заводских испытаниях оборудования и считается постоянной на протяжении всего срока службы ПТН. При этом не вводятся поправки на работу эжекторов конденсаторов, загрязнение трубных пучков в конденсаторе и т.д. Разработанная методика позволяет учесть эти особенности за счет обработки эксплуатационных данных, снимаемых непосредственно в процессе работы оборудования на электростанции, которые прямо или косвенно отражают техническое состояние и особенности эксплуатации каждого питательного турбонасоса. Оптимальный перечень снимаемых параметров зависит от типа приводной турбины. Интервал между замерами параметров не должен превышать 1 час, оптимальный период снятия эксплуатационных данных составляет 1 календарный год, при этом в полученной выборке должны находиться значения параметров, характерные для каждого метеорологического времени года той локации, где установлен питательный турбонасос. Для оценки эффективности целесообразно использовать показатели, определение которых возможно на основе штатных контрольно-измерительных приборов электростанций. Данными показателями в разработанной методике служат интегральный КПД и удельный расход тепловой энергии брутто на приводную турбину.

Следующим этапом реализации методики является создание нейросетевых моделей, входными параметрами которых служит снятый комплекс эксплуатационных данных по работе ПТН. Целевой функцией модели является один из критериев эффективности работы питательного турбонасоса, рассчитанный для каждой точки наблюдения работы ПТН. Конфигурация нейронной сети подбирается индивидуально для каждого целевого параметра каждого насоса. На структуру нейронной модели и алгоритм обучения оказывают влияние следующие факторы: объем выборки, диапазон колебания каждого параметра и др. Процесс обучений создаваемых нейросетевых моделей базируется на 95% данных выборки по каждому питательному турбонасосу. При этом в массиве данных для обучения нейросети должны присутствовать максимальные и минимальные значения каждого технологического параметра. Для повышения качества нейросетевых моделей обучающее множество комплексов замеров перемешивается случайным образом, нарушая при этом хронологический порядок замеров в общей выборке данных.

После завершения процесса обучения, нейросетевые модели подвергаются анализу на соответствие физическим процессам, протекающим в исследуемом оборудовании, и на общую точность результатов моделирования. Под соответствием физическим процессам понимается анализ качественных зависимостей критериев эффективности ПТН от его технологических параметров на непротиворечивость физической природе процессов, которые характеризуются данными параметрами. Например, при ухудшении вакуума в конденсаторе турбины не должно наблюдаться увеличение эффективности работы паротурбинной установки.

Работоспособной будет признана та модель, у которой наблюдается полное соответствие физическим процессам, протекающим в моделируемом оборудовании, при этом точность результатов не должна быть ниже 97%. В противном случае нейросетевая модель признается неработоспособной, необходимо вносить изменение в структуру нейросети или алгоритм её обучения.

Верификация модели производится на основе 5% исходной выборки эксплуатационных параметров, не участвующих в процессе обучений нейросетевых моделей.

Работоспособная нейросетевая модель позволяет с высокой точностью определять количественное влияние каждого технологического параметров на эффективность работы ПТН. Работа с полученными моделями дает возможность прогнозировать изменение эффективности питательных турбонасосов при изменении его режимов работы. Скорость отклика нейросети позволяет проводить мониторинг эффективности ПТН при работе на электростанции в режиме реального времени.

Использование нейронных сетей в основе разработанной методики позволяет строить и решать оптимизационные задачи по установлению и достижению нормативного удельного расхода тепловой энергии брутто на работу приводных турбин питательных насосов.

Для решения данной задачи для каждой группы питательных насосов определяется индивидуальный перечень варьируемых параметров, которые могут изменяться в заданном диапазоне. Исследование изменения эффективности питательных турбонасосов с помощью нейросетевых моделей в диапазоне изменения варьируемых параметров позволит определить наиболее эффективный режим работы питательного турбонасоса в различных эксплуатационных условиях. Таким образом, будет определен технически обоснованный нормативный удельный расход тепловой энергии брутто для каждого ПТН с учетом его конструктивных и режимных особенностей эксплуатации.

Схематичное представление разработанной методики оценки и способа повышения эффективности питательных насосов с турбинным приводом на основе применения технологии нейросетевого моделирования представлено на рисунке 2.1.

Для демонстрации применения разработанной методики оценки и способа повышения эффективности приведено исследования четырех питательных турбонасосов, работающих параллельно на разных блоках электростанции

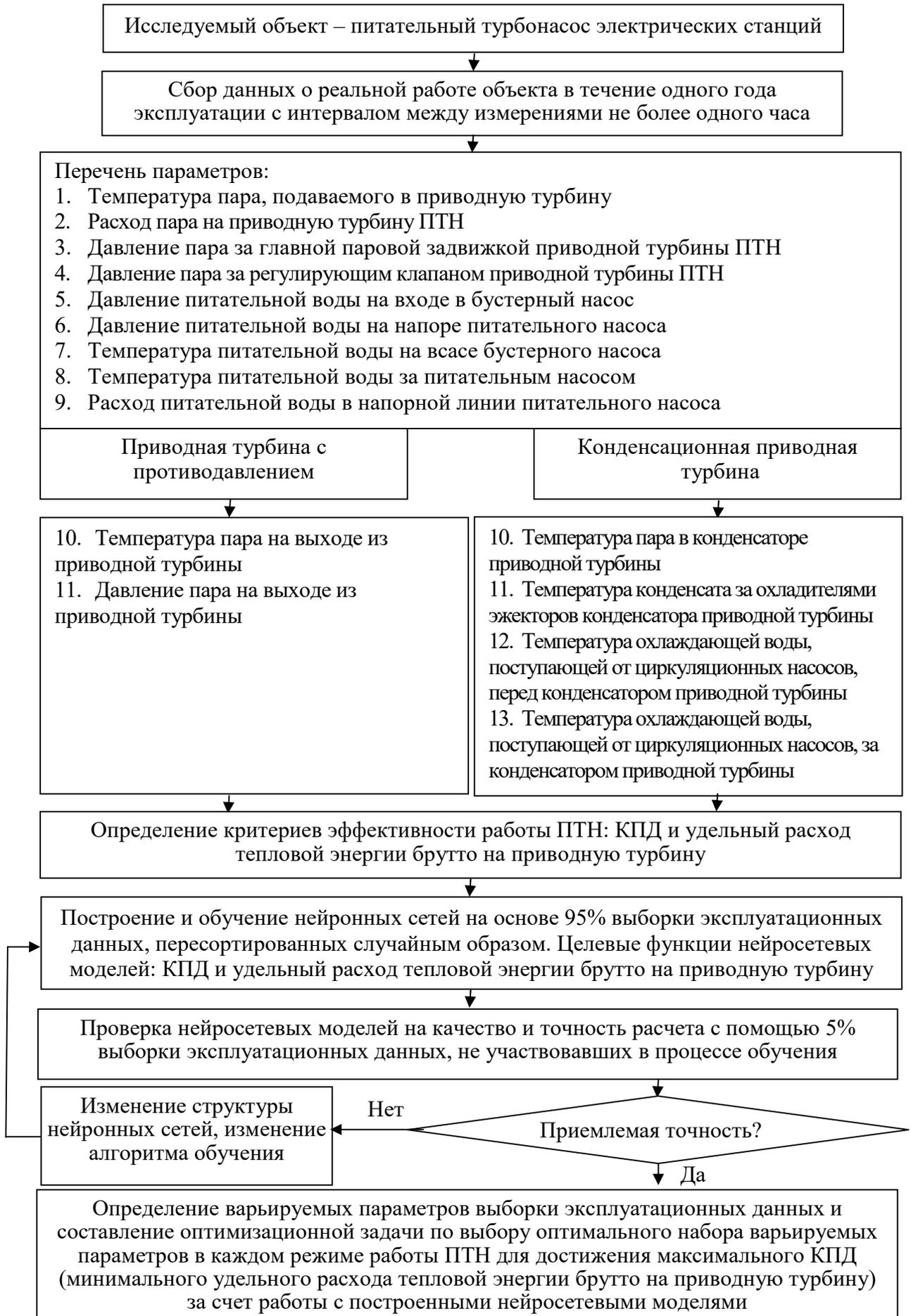


Рисунок 2.1. Методика оценки эффективности питательного турбонасоса

### 2.3. Объект для исследования разработанной методикой

В качестве объекта исследования выбраны четыре питательных турбонасоса, находящихся в режиме нормальной эксплуатации на действующем энергоблоке электростанции.

Питательный турбонасос состоит из следующих элементов:

- приводная турбина ОК-12А «Калужский турбинный завод», номинальной мощностью 11680 кВт;
- главный питательный насос ПТ-3750-75 с номинальной подачей питательной воды 1,04 м<sup>3</sup>/с (3760 м<sup>3</sup>/ч), напором 8,24 МПа (80,8 кгс/см<sup>2</sup>);
- предвключенный (бустерный) насос 400-QHD-spec с номинальной подачей питательной воды 1,05 м<sup>3</sup>/с (3800 м<sup>3</sup>/ч), напором 2,19 МПа (21,5 кгс/см<sup>2</sup>);
- редуктор Р-2;
- эжектор основной ЭО-50;
- эжектор пусковой ЭП-150/П и другое оборудование.

Ниже представлены паспортные характеристики основного оборудования турбопитательного насоса (таблицы 2.1 – 2.7).

Таблица 2.1

#### Приводная турбина

Наименование параметра	Значение
Тип	ОК-12А
Номинальная мощность, кВт	11680
Номинальная частота вращения, об/мин	3500
Номинальное давление пара перед СК, кгс/см <sup>2</sup> (кПа)	9,9 (970,9)
Номинальная температура пара перед СК, °С	248
Расчетное давление в конденсаторе, кгс/см <sup>2</sup> (кПа) (абс.)	0,06 (5,9)
Номинальный расход пара, т/ч (кг/с)	69,5 (19,3)
Номинальная температура охлаждающей воды, °С	22
Расход охлаждающей воды, м <sup>3</sup> /ч	4600
Минимально допустимы расход охлаждающей воды, м <sup>3</sup> /ч	2000
Гидравлическое сопротивление конденсатора, м (кПа)	5,5 (53,9)
Расчетное давление в водяном пространстве конденсатора, кгс/см <sup>2</sup> (кПа)	2 (196,1)

Таблица 2.2

**Главный питательный насос**

Наименование параметра	Значение
Тип	ПТ-3750-75
Подача, м <sup>3</sup> /ч	3760
Напор, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	80,8 (7,9)
Давление на входе, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	27 (2,6)
Давление на выходе, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	100 (9,8)
Предельное давление на входе, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	37 (3,6)
Предельное давление на выходе, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	155 (15,2)
Мощность насоса, кВт	9130
Частота вращения, об/мин	3500
Расход по линии рециркуляции, м <sup>3</sup> /ч	600

Таблица 2.3

**Предвключенный (бустерный) насос**

Наименование параметра	Значение
Тип	400-QHD-spec
Подача, м <sup>3</sup> /ч	3800
Напор, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	21,5 (2,1)
Максимальное давление на входе, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	16 (1,6)
Допустимый кавитационный запас, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	1,7 (1,7)
Максимальная температура пит. воды, °С	190
Мощность, кВт	2378
Частота вращения, об/мин	1800
КПД насоса (при температуре пит. воды=165 °С), %	84,5

Таблица 2.4

**Редуктор**

Наименование параметра	Значение
Тип	P-2
Передаваемая мощность, кВт	2300
Частота вращения:	
– входной шестерни, об/мин	3500
– выходного вала, об/мин	1800
Вид зацепления шестерни	шевронное, m=3 мм

Таблица 2.5

**Эжектор основной**

Наименование параметра	Значение
Тип	Э0-50
Давление рабочего пара, кгс/см <sup>2</sup> (кПа)	5 (490)
Расход пара, кг/с	0,125
Расход охлаждающей воды, м <sup>3</sup> /ч	26

Таблица 2.6

**Эжектор системы отсоса из уплотнений**

Наименование параметра	Значение
Тип	ЭУ-430
Давление рабочего пара, кгс/см <sup>2</sup> (кПа)	5 (490)
Расход пара, кг/с	0,03
Расход охлаждающей воды, м <sup>3</sup> /ч	26

Таблица 2.7

**Эжектор пусковой**

Наименование параметра	Значение
Тип	ЭП-150/П
Давление рабочего пара, кгс/см <sup>2</sup> (кПа)	5 (490)
Расход пара, кг/с	0,04

Проточная часть приводной турбины однопоточного типа состоит из 10 ступеней. Два выхлопных патрубка турбины соединены с конденсатором подвального типа, через который параллельно проходит два потока циркуляционной воды. Циркуляционная вода через фильтры предварительной очистки подается циркуляционными насосами из пруда-охладителя.

При нагрузке энергоблока до 30% от номинальной, пар на приводную турбину подается от коллектора собственных нужд с параметрами: 1,18 МПа и 187 °С. При мощности блока свыше 30% от номинальной, пар на приводную турбину подается из отбора энергетической турбоустановки после сепаратора пароперегревателя с температурой 240 °С, давление пара перед турбиной при этом колеблется в диапазоне 0,27 – 0,99 МПа.

Система парораспределения – дроссельная, с полным подводом к соплам первой ступени. Расход пара на турбину контролируется гидродинамической системой регулирования, имеющей в своем составе один стопорный клапан и два параллельно работающих односедельных регулирующих клапана. Проектная расходная характеристика клапанов обеспечивается специальным профилированием дроссельного конуса, в результате которого образуется кольцевой диффузор.

Бустерный и питательный насосы образуют единый агрегат и приводятся в действие одной турбиной: бустерный - с одного конца вала соединен через понижающий редуктор одноступенчатый шевронный нереверсивный редуктор Р-2М с горизонтальным расположением валов, главный - с другого конца вала напрямую связан с ротором приводной турбины. На одном энергоблоке установлено два питательных насоса. Оба ПТН блока работают на общий коллектор. При выходе из строя или отключении одного из них мощность блока автоматически снижается на 50 %. Насосы с турбоприводом, как правило, не резервируются, так как потребовалось бы постоянно поддерживать паропровод подачи пара на резервный насос в горячем состоянии для быстрого запуска резерва [62].

Кроме основных питательных насосов устанавливаются еще аварийные питательные насосы: два из них подключаются, как и обычные питательные насосы, к деаэрационному баку, а два — к бакам запаса конденсата. Напорные линии этих насосов объединены. Аварийные насосы подключены к системе надежного электропитания.

Питательные насосы забирают воду из деаэратора, где она находится при температуре насыщения. Для обеспечения невискипания этой воды на всасе деаэраторы монтируют на определенной высоте по отношению к питательному насосу, определяемой рабочим давлением в деаэраторе.

На напорной линии питательных насосов должен устанавливаться обратный клапан, исключающий распространение давления на напорной стороне на всасывающую линию при остановке насоса, которая не рассчитана на высокое давление [62].

На рисунке 2.2 представлена принципиальная схема действия питательного насоса с указанием схем:

- хода питательной воды через бустерный и питательный насос,
- откачки конденсата и хода охлаждающей воды через конденсатор,
- подачи пара на приводную турбину,
- уплотнений бустерного и питательного насосов,
- уплотнений приводной турбины.

Все участки трубопроводов систем ПТН, заключенные между запорной арматурой, снабжены воздушниками и дренажами, предназначенными для обеспечения воздухоудаления в процессе заполнения и дренирования воды из оборудования и трубопроводов в период вывода системы в ремонт. На представленной схеме воздушники и дренажи не указаны.

В настоящий момент, ПТН, имеющие в своем составе приводную турбину ОК-12А установлены на следующих энергоблоках АЭС России и стран ближнего зарубежья [63] (таблица 2.8): Калининская АЭС 1,2 энергоблок; Балаковская АЭС 1,2,3,4 энергоблок; Южно-Украинская АЭС 1,2 энергоблок; Ростовская АЭС 1,2 энергоблок; АЭС Козлодуй 1,2 энергоблок; Запорожская АЭС 1,2,3,4,5,6 энергоблок; Нововоронежская АЭС 5 энергоблок.

Аналогичные по своему составу и назначению агрегаты широко применяются на крупных тепловых электрических станциях: Костромская ГРЭС, Берёзовская ГРЭС, Ириклинская ГРЭС, Кармановская ГРЭС, Каширская ГРЭС, Киришская ГРЭС, Конаковская ГРЭС, Нижневартовская ГРЭС, Новочеркасская ГРЭС, Пермская ГРЭС, Рефтинская ГРЭС, Рязанская ГРЭС, Ставропольская ГРЭС, Сургутская ГРЭС – 2, Троицкая ГРЭС и др.

Таблица 2.8

### Электрические станции с моделируемым оборудованием

Наименование электростанции	Тип приводной турбины	Количество, шт
Калининская АЭС	ОК12А, ОК-10	8
Балаковская АЭС	ОК-12А	8
Южно-Украинская АЭС	ОК-12А	4
Ростовская АЭС	ОК-12А	8
АЭС Козлодуй	ОК-12А	4
Запорожская АЭС	ОК-12А	12
Нововоронежская АЭС	ОК-12А	2

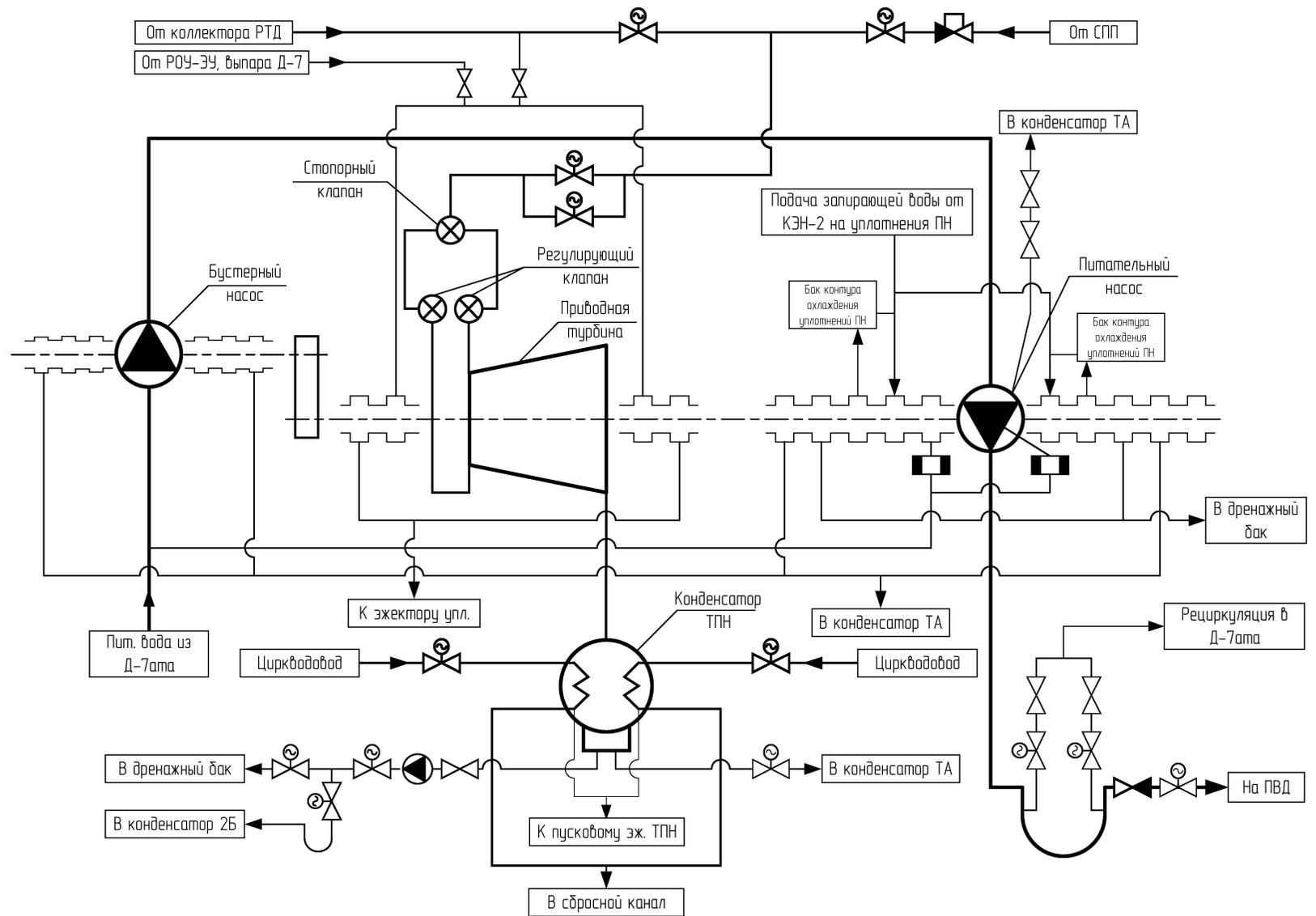


Рисунок 2.2. Принципиальная схема действия питательного насоса

## 2.4. Экспериментальные данные: перечень, метрологическая проработка

Для создания экспериментальной модели работы питательного турбонасоса определен перечень тепломеханических параметров работы ПТН, снимаемых в процессе его эксплуатации штатными контрольно-измерительными приборами электростанции (таблица 2.9).

Таблица 2.9

### Измеряемые технологические параметры ПТН

№ п/п	Измеряемый параметр	Единицы измерения
1	Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса	т/ч
2	Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса	кгс/см <sup>2</sup>
3	Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса	°С
4	Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса	кгс/см <sup>2</sup>
5	Давление пара в уплотнениях приводной турбины	кгс/см <sup>2</sup>
6	Давление пара на эжекторы и уплотнения приводной турбоустановки питательного насоса	кгс/см <sup>2</sup>
7	Температура пара на выхлопе приводной турбины	°С
8	Обороты приводной турбины	об/мин
9	Давление пара до измерительной шайбы в отборе на приводную турбину	кгс/см <sup>2</sup>
10	Давление питательной воды на входе в бустерный насос	кгс/см <sup>2</sup>
11	Давление питательной воды перед турбопитательным насосом	кгс/см <sup>2</sup>
12	Давление питательной воды на напоре питательного насоса	кгс/см <sup>2</sup>
13	Температура питательной воды на всасе бустерного насоса	°С
14	Давление в линии разгрузки питательного насоса	кгс/см <sup>2</sup>
15	Температура в линии разгрузки питательного насоса	кгс/см <sup>2</sup>

№ п/п	Измеряемый параметр	Единицы измерения
16	Температура питательной воды за питательным насосом (перед группой подогревателей высокого давления)	°С
17	Давление конденсата на уплотнение питательного насоса	кгс/см <sup>2</sup>
18	Давление на уплотнение питательного насоса	кгс/см <sup>2</sup>
19	Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса	т/ч
20	Расход конденсата на уплотнение питательного насоса	т/ч
21	Расход слива уплотнения бустерного насоса	т/ч
22	Расход из уплотнения питательного насоса в конденсатор	т/ч
23	Расход слива уплотнения бустерного насоса в дренажный бак	т/ч
24	Давление на сливе с уплотнений питательного насоса в конденсатор	кгс/см <sup>2</sup>
25	Давление на сливе с уплотнений питательного насоса в дренажный бак	кгс/см <sup>2</sup>
26	Давление пара в конденсаторе приводной турбины	кгс/см <sup>2</sup>
27	Температура пара в конденсаторе приводной турбины	°С
28	Уровень конденсата в конденсаторе приводной турбины	мм
29	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины	°С
30	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №3 перед конденсатором приводной турбины	°С
31	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины	°С
32	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №3 за конденсатором приводной турбины	°С
33	Давление на напоре конденсатных электронасосов	кгс/см <sup>2</sup>
34	Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины	°С

Среди параметров данного списка определены значения, оказывающие существенное влияние на эффективность работы питательных турбонасосов (таблица 2.10). Кроме того, получена информация о приборах измерения этих тепломеханических параметров для метрологической проработки исходных данных исследования.

Таблица 2.10

**Параметры, используемые для исследования**

№ п/п	Измеряемый параметр	Прибор измерения параметра, шкала датчика	Класс точности приборы измерения
1	Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса	ДМЭР-М, 0-100 т/ч	1
2	Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса	МПЭ-МИ 0-16 кгс/см <sup>2</sup>	1
3	Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса	ТСП-0879 гр.1 КПМ1-546 0-300 °С	Класс допуска В
4	Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса	Метран 150-ДИ 0-10 кгс/см <sup>2</sup>	0,2
5	Температура пара на выхлопе приводной турбины	ТСП-0879 гр 50П 0-100 °С	Класс допуска В
6	Давление питательной воды на входе в бустерный насос	МПЭ-МИ КПУ1-562 0-25 кгс/см <sup>2</sup>	0,5
7	Давление питательной воды на напоре питательного насоса	Сапфир 22 МП ДИ 0-250 кгс/см <sup>2</sup>	0,2
8	Температура питательной воды на всасе бустерного насоса	ТСП-5071 Гр50П Ш-79 0-200°С	Класс допуска В
9	Температура питательной воды за питательным насосам (перед группой подогревателей высокого давления)	ТСП-0879 гр.21 0-300 °С	Класс допуска В
10	Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины	ТСП-0879 гр 50П 0-100 °С	Класс допуска В
11	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины	ТСП-0879 гр 21 0-100 °С	Класс допуска В

№ п/п	Измеряемый параметр	Прибор измерения параметра, шкала датчика	Класс точности приборы измерения
12	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины	ТСП-0879 гр 21 0-100 °С	Класс допуска В
13	Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса	ДМЭР-МИ, КПУ1-562 0-5000 т/ч	0,5

Нормирующим значением для определения погрешности приборов ДМЭР-М, ДМЭР-МИ, МПЭ-МИ, Сапфир 22 является верхняя граница диапазона измерения.

Для платиновых термометров сопротивления классом допуска В погрешность определяется по формуле 2.1 [64].

$$\delta = \pm(0,3 + 0,005|t|) \quad (2.1)$$

где  $\delta$ , °С – абсолютная погрешность измерения;  $|t|$ , °С – измеренное прибором показание температуры без учета знака.

Для выявления относительной погрешности измерения параметров определены их средние значения при непрерывной работе питательных турбонасосов на протяжении девяти месяцев, результаты отражены в таблице 2.11.

Таблица 2.11

**Относительная погрешность измерения и средние значения измеряемых параметров**

№ п/п	Измеряемый параметр	Среднее значение параметра	Относительная погрешность измерения, %
1	Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса	58,4 т/ч (16,2 кг/с)	±1,7
2	Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса	9,93 кгс/см <sup>2</sup> (0,97 МПа)	±1,6

№ п/п	Измеряемый параметр	Среднее значение параметра	Относительная погрешность измерения, %
3	Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса	237,6 °С	±0,6
4	Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса	4,97 кгс/см <sup>2</sup> (0,48 МПа)	±0,4
5	Температура пара на выхлопе приводной турбины	33,3 °С	±1,4
6	Давление питательной воды на входе в бустерный насос	8,50 кгс/см <sup>2</sup> (0,83 МПа)	±1,5
7	Давление питательной воды на напоре питательного насоса	78,19 кгс/см <sup>2</sup> (7,67 МПа)	±0,6
8	Температура питательной воды на всасе бустерного насоса	159,1 °С	±0,6
9	Температура питательной воды за питательным насосом (перед группой подогревателей высокого давления)	163,9 °С	±0,6
10	Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины	42,1 °С	±1,2
11	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины	21,5 °С	±1,9
12	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины	27,4 °С	±1,6
13	Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса	3228,1 т/ч (896,7 кг/с)	±0,8

Для измерения погрешности всего комплекса измерений используется методика, изложенная в [65], согласно которой погрешность исследуемого комплекса измерений определяется по формуле 2.2.

$$\delta_{\text{ик}} = \pm 1,1 \sqrt{\sum_{i=1}^n \delta_i^2}, \quad (2.2)$$

где  $\delta_{\text{ик}}$  – относительная погрешность комплекса измерений, %;  $\sum_{i=1}^n \delta_i^2$  – сумма относительных погрешностей частных измерений параметров, которая может быть определена как:

$$\sum_{i=1}^n \delta_i^2 = \delta_{р.п.}^2 + \delta_{д.гпз}^2 + \delta_{т.п}^2 + \delta_{д.рк.}^2 + \delta_{т.вых.}^2 + \delta_{д.вхб.}^2 + \delta_{д.нап.}^2 + \delta_{т.вход.}^2 + \delta_{т.нап.}^2 + \delta_{т.эж.}^2 + \delta_{т.овх.}^2 + \delta_{т.овых.}^2 + \delta_{р.в.}^2, \quad (2.3)$$

где  $\delta_{р.п.}^2$  – относительная погрешность при измерении расхода пара на приводную турбину, %;  $\delta_{д.гпз}^2$  – относительная погрешность при определении давления пара перед главной паровой задвижкой приводной турбины, %;  $\delta_{т.п}^2$  – относительная погрешность при определении температуры пара, направляемого на приводную турбину, %;  $\delta_{т.п}^2$  – относительная погрешность при определении давления пара за регулирующим клапаном приводной турбины, %;  $\delta_{т.вых.}^2$  – относительная погрешность при определении температуры пара на выхлопе приводной турбины, %;  $\delta_{д.вхб.}^2$  – относительная погрешность при определении давления питательной воды на входе в бустерный насос, %;  $\delta_{д.нап.}^2$  – относительная погрешность при определении давления питательной воды напоре ПТН, %;  $\delta_{т.вход.}^2$  – относительная погрешность при определении температуры питательной воды на входе в бустерный насос, %;  $\delta_{т.нап.}^2$  – относительная погрешность при определении температуры питательной воды на напоре питательного насоса, %;  $\delta_{т.эж.}^2$  – относительная погрешность при определении температуры конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины, %;  $\delta_{т.овх.}^2$  – относительная погрешность при определении температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор, %;  $\delta_{т.овых.}^2$  – относительная погрешность при определении температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора, %;  $\delta_{р.в.}^2$  – относительная погрешность при определении расхода охлаждающей воды через ПТН, %.

Таким образом, относительная погрешность измерений комплекса параметров, определенная по формулам 2.2 и 2.3, составляет  $\pm 4,8\%$ .

Для обработки данных по фактической эксплуатации питательных турбонасосов электростанции проводились замеры технологических параметров с 01.11.2017 по 1.05.2019. Временной интервал между замерами варьировался в диапазоне от 14 до 40 минут. Запись необходимых режимных параметров

осуществлялась с использованием автоматизированной системы управления энергоблока. Диапазон изменения полученных параметров представлен в таблицах 2.12-2.15.

Таблица 2.12

### Диапазон изменения параметров ПТН №1

Наименование параметра	Диапазон изменения
Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса, т/ч (кг/с)	67,2 – 87,8 (18,7 – 24,4)
Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	8,40 – 9,80 (0,8 – 1,0)
Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса, °С	177,1 – 245,4
Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	2,37 – 5,71 (0,23 – 0,56)
Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины, °С	7,7 – 28,2
Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины, °С	13,7 – 34,3
Давление питательной воды на входе в бустерный насос, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	8,10 – 8,70 (0,79– 0,85)
Давление питательной воды на напоре питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	66,75 – 82,50 (6,50 – 8,10)
Температура пара на выхлопе приводной турбины, °С	23,1 – 39,4
Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса, т/ч (кг/с)	1570,0 – 3830,0 (436,1 – 1063,9)
Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины, °С	31,4 – 49,5
Температура питательной воды за питательным насосом (перед группой подогревателей высокого давления), °С	161,4 – 164,6
Температура питательной воды на всасе бустерного насоса, °С	156,4 – 160,2

**Диапазон изменения параметров ПТН №2**

<b>Наименование параметра</b>	<b>Диапазон изменения</b>
Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса, т/ч (кг/с)	66,6 – 90,2 (18,5 – 25,1)
Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	8,10 – 9,50 (0,79– 0,93)
Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса, °С	176,7 – 246,3
Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	1,62 – 5,39 (0,16 – 0,53)
Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины, °С	7,6 – 28,5
Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины, °С	13,1 – 34,0
Давление питательной воды на входе в бустерный насос, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	8,31 – 8,72 (0,81 – 0,85)
Давление питательной воды на напоре питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	66,51 – 84,12 (6,50 – 8,20)
Температура пара на выхлопе приводной турбины, °С	23,1 – 39,1
Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса, т/ч (кг/с)	240,0 – 3620,0 (66,7 – 1005,6)
Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины, °С	36,6 – 50,7
Температура питательной воды за питательным насосам (перед группой подогревателей высокого давления), °С	162,0 – 164,2,0
Температура питательной воды на всасе бустерного насоса, °С	158,6 – 161,0

**Диапазон изменения параметров ПТН №3**

<b>Наименование параметра</b>	<b>Диапазон изменения</b>
Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса, т/ч (кг/с)	24,5 – 65,1 (6,8 – 18,1)
Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	2,31 – 15,71 (0,22– 1,54)

Наименование параметра	Диапазон изменения
Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса, °С	172,5 – 229,8
Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	7,41 – 9,10 (0,73 – 8,92)
Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины, °С	8,5 – 29,9
Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины, °С	14,1 – 36,8
Давление питательной воды на входе в бустерный насос, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	8,23 – 9,30 (0,81– 0,91)
Давление питательной воды на напоре питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	68,1 – 85,8 (6,67 – 8,41)
Температура пара на выхлопе приводной турбины, °С	20,9 – 39,8
Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса, т/ч (кг/с)	140,0 – 3414,0 (38,9 – 948,3)
Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины, °С	24,3 – 50,2
Температура питательной воды за питательным насосом (перед группой подогревателей высокого давления), °С	153,8 – 163,8
Температура питательной воды на всасе бустерного насоса, °С	151,6 – 161,0

Таблица 2.15

#### Диапазон изменения параметров ПТН №4

Наименование параметра	Диапазон изменения
Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса, т/ч (кг/с)	27,1– 96,1 (7,5 – 26,7)
Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	7,7 – 9,4 (0,2– 1,5)
Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса, °С	172,8 – 243,6
Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	7,62 – 9,52 (0,75 – 0,94)
Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины, °С	8,7 – 30,6

Наименование параметра	Диапазон изменения
Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины, °С	14,1 – 36,1
Давление питательной воды на входе в бустерный насос, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	8,33 – 15,30 (0,81– 1,50)
Давление питательной воды на напоре питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	64,30 – 86,81 (6,30 – 8,51)
Температура пара на выхлопе приводной турбины, °С	24,8 – 40,8
Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса, т/ч (кг/с)	1604,0 – 3624,0 (445,6 – 1007,7)
Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины, °С	30,2 – 51,6
Температура питательной воды за питательным насосом (перед группой подогревателей высокого давления), °С	161,1– 164,4
Температура питательной воды на всасе бустерного насоса, °С	158,5– 161,2

В ходе обработки полученных фактических данных по эксплуатации насоса были проанализированы значения параметров, относящиеся к режиму нормальной эксплуатации ПТН, за исключением периодов его пуска и останова. Всего было проанализировано свыше 30000 значений каждого указанного параметра из более чем 40000 представленных в информационно-вычислительной системе каждого насоса.

Из полученного набора эксплуатационных параметров исключены замеры, снятие которых проводилось во время проведения испытаний на оборудовании или во время ремонтных работ на питательных турбонасосах. Таким образом, было отбраковано от 30% до 50% замеров в зависимости от питательного турбонасоса.

Недостающие характеристики элементов и систем дополнялись данными из справочной, научной и эксплуатационной литературы [66,67,68].

## 2.5. Выводы по второй главе

В итоге для проведения исследования был получен комплекс эксплуатационных данных, состоящий более чем из 100 000 точек одновременного замера 13 параметров по работе 4 питательных турбонасосов, работающих в течение 18 месяцев при различных нагрузках энергоблока. Дополнительно собрана открытая информация о паспортных и геометрических характеристиках исследуемого оборудования.

Определены основные методы моделирования, использование которых целесообразно для решения поставленных в рамках работы задач. Разработана методика оценки и с ее использованием предложен способ повышения эффективности питательных турбонасосов за счет определения нормативного удельного расхода тепловой энергии брутто на работу приводной турбины питательного турбонасоса на основе режимных параметров.

Результаты исследований, изложенные во второй главе, опубликованы в работах [49, 109, 113, 114, 116, 118, 122].

## ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА НЕЙРОСЕТЕВЫХ МОДЕЛЕЙ РАБОТЫ ПИТАТЕЛЬНЫХ ТУРБОНАСОСОВ

### 3.1. Определение эффективности работы действующих питательных турбонасосов

Первоочередной задачей, решаемой в рамках работы, является определение эффективности текущей работы исследуемых питательных турбонасосов на основе имеющихся эксплуатационных данных. Как отмечалось ранее в п. 1.1.3 для определения качества эксплуатации сложного тепломеханического оборудования в условиях недостаточности информации о работе его составных частей целесообразно использовать термодинамический коэффициент полезного действия в качестве критерия эффективности.

В соответствии с данным подходом, расход пара на турбопривод питательного насоса зависит от развиваемой мощности насоса (3.1).

$$Q_{на\ ПТН}^n = \frac{N_{ПТН}}{H_o^{ПТН} \cdot \eta_{o.e.}}, \quad (3.1)$$

где  $Q_{на\ ПТН}^n$  – расход пара на ПТН, кг/с;  $N_{ПТН}$  – мощность питательного насоса, кДж/с;  $H_o^{ПТН} = h_n - ct_k$  – располагаемый удельный тепловой перепад приводной турбины ПТН, кДж/кг;  $h_n$  – энтальпия пара, подаваемого на привод ПТН, кДж/кг;  $ct_k$  – энтальпия конденсата в конденсаторе ПТН, кДж/кг;  $\eta_{o.e.}$  – относительный эффективный коэффициент полезного действия турбопривода, учитывающий потери в проточной части турбины, включая дросселирование в клапанах и потери в подшипниках.

Мощность, потребляемая главным питательным насосом, определяется развиваемым напором и количеством перекачиваемой жидкости и рассчитывается по формуле 3.2.

$$N_{ПТН} = \frac{\Delta P_{ПТН} \cdot Q_{н.в.}}{\eta_{ПТН}}, \quad (3.2)$$

где  $\Delta P_{ПТН} = P_n^{н.в.} - P_в^{н.в.}$  – разница давлений питательной воды на напоре и на всасе питательного насоса, кПа;  $Q_{н.в.}$  – расход питательной воды через ПТН, м<sup>3</sup>/с;  $\eta_{ПТН}$  – коэффициент полезного действия питательного насоса.

Исходя из вышеуказанного, коэффициент полезного действия питательного турбонасоса определяется по следующему соотношению:

$$\eta_{ПТН} = \frac{Q_{н.в.} \cdot (P_n^{н.в.} - P_в^{н.в.})}{Q_{на ПТН}^n \cdot (h_n - ct_k) \cdot \eta_{о.е.}} \quad (3.3)$$

Следовательно, КПД питательного турбонасоса является отношением энергии, переданной питательной воде, к полной тепловой энергии, затрачиваемой на привод насоса.

Для обеспечения правильной и бесперебойной работы приводных турбин питательных турбонасосов служит конденсационная система. От параметров охлаждающей воды в конденсаторе напрямую зависит  $H_o^{ПТН}$  – располагаемый тепловой перепад приводной турбины питательного турбонасоса, так как температура окружающей среды напрямую связана с температурой охлаждающей воды на входе в конденсатор приводной турбины насоса, низкое значение которой в итоге позволяет увеличить тепловой перепад приводной турбины.

Уравнение теплового баланса конденсатора имеет вид:

$$Q_k \cdot (h_k - ct_k) = W \cdot (T_{за КПТН}^{ц.в.1(3)} - T_{до КПТН}^{ц.в.1(3)}) \cdot c_p^e \quad (3.4)$$

где  $Q_k = Q_{на ПТН}^n$  – количество конденсируемого пара, кг/ч;  $W$  – расход охлаждающей воды, кг/ч;  $h_k$  – энтальпия пара на входе в конденсатор, кДж/кг;  $ct_k$  – энтальпия конденсата в конденсаторе ПТН, кДж/кг;  $c_p^e$  – удельная

теплоемкость воды, кДж/(кг К);  $T_{до\ КППН}^{ч.в.1(3)}$  – температура охлаждающей воды от ЦН-1(3) к ПТН, °С;  $T_{за\ КППН}^{ч.в.1(3)}$  – температура охлаждающей воды от ЦН-1(3) к ПТН, °С.

В соответствии с формулой 3.3 определен термодинамический КПД для четырех питательных турбонасосов (таблицы 3.1 – 3.4) в режиме нормальной эксплуатации блока, при котором расход питательной воды варьировался в диапазоне от 2800 до 3300 т/ч (777,8 – 916,7 кг/с).

Таблица 3.1

**Эффективность работы ПТН №1 в заданном диапазоне изменения параметров**

№ п/п	Параметр	Диапазон изменения	
1.	Температура питательной воды за питательным насосом (перед группой подогревателей высокого давления), °С	163,0	164,6
2.	Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса, °С	178,5	243,3
3.	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины, °С	9,2	30,6
4.	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины, °С	16	36,3
5.	Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины, °С	31,35	49,5
6.	Температура пара на выхлопе приводной турбины, °С	26,7	40,1
7.	Температура питательной воды на всасе бустерного насоса, °С	159	160,2
8.	Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	9,10 (0,89)	10,46 (1,03)
9.	Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	3,36 (0,33)	5,71 (0,56)
10.	Давление питательной воды на напоре питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	71,25 (6,99)	83,25 (8,16)
11.	Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса, т/ч (кг/с)	26,7 (7,4)	65,1 (18,1)
12.	Давление питательной воды на входе в бустерный насос, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	8,14 (0,81)	8,70 (0,85)
13.	Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса, т/ч (кг/с)	2800,0 (777,8)	3300,0 (916,7)
14.	Термодинамический КПД ПТН, %	12,8	32,8

**Эффективность работы ПТН №2 в заданном  
диапазоне изменения параметров**

№ п/п	Параметр	Диапазон изменения	
1.	Температура питательной воды за питательным насосом (перед группой подогревателей высокого давления), °С	162,0	164,6
2.	Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса, °С	178,8	240,6
3.	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины, °С	13,7	30,1
4.	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины, °С	19,4	36,2
5.	Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины, °С	36,6	50,7
6.	Температура пара на выхлопе приводной турбины, °С	27,0	39,9
7.	Температура питательной воды на всасе бустерного насоса, °С	158,6	161
8.	Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	8,42 (0,83)	9,92 (0,97)
9.	Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	4,10 (0,41)	5,55 (0,54)
10.	Давление питательной воды на напоре питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	73,1 (7,17)	85,50 (8,38)
11.	Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса, т/ч (кг/с)	50,1 (13,9)	64,3 (17,9)
12.	Давление питательной воды на входе в бустерный насос, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	8,27 (0,81)	8,72 (0,86)
13.	Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса, т/ч (кг/с)	2800,0 (777,8)	3300,0 (916,7)
14.	<i>Термодинамический КПД ПТН, %</i>	<i>13,6</i>	<i>16,1</i>

Таблица 3.3

**Эффективность работы ПТН №3 в заданном  
диапазоне изменения параметров**

№ п/п	Параметр	Диапазон изменения	
1.	Температура питательной воды за питательным насосом (перед группой подогревателей высокого давления), °С	160,4	163,8
2.	Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса, °С	195,9	229,8
3.	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины, °С	8,5	29,9
4.	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины, °С	15,1	36,8

№ п/п	Параметр	Диапазон изменения	
5.	Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины, °С	30,3	50,1
6.	Температура пара на выхлопе приводной турбины, °С	25,4	39,8
7.	Температура питательной воды на всасе бустерного насоса, °С	151,6	161,0
8.	Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	2,29 (0,22)	15,68 (1,54)
9.	Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	7,44 (0,73)	9,10 (0,89)
10.	Давление питательной воды на напоре питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	76,50 (7,50)	85,75 (8,41)
11.	Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса, т/ч (кг/с)	51,8 (14,4)	64,9 (18,1)
12.	Давление питательной воды на входе в бустерный насос, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	8,2 (0,8)	9,0 (0,9)
13.	Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса, т/ч (кг/с)	2800,0 (777,8)	3300,0 (916,7)
14.	<i>Термодинамический КПД ПТН, %</i>	<i>12,2</i>	<i>14,9</i>

Таблица 3.4

**Эффективность работы ПТН №4 в заданном диапазоне изменения параметров**

№ п/п	Параметр	Диапазон изменения	
1.	Температура питательной воды за питательным насосом (перед группой подогревателей высокого давления), °С	161,0	164,4
2.	Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса, °С	186,9	243,3
3.	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины, °С	8,7	30,6
4.	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины, °С	14,6	36
5.	Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины, °С	32,6	51,6
6.	Температура пара на выхлопе приводной турбины, °С	27,2	40,8
7.	Температура питательной воды на всасе бустерного насоса, °С	158,9	161,2
8.	Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	7,87 (0,77)	9,39 (0,92)
9.	Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	7,55 (0,74)	9,62 (0,95)
10.	Давление питательной воды на напоре питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	64,25 (6,30)	86,75 (8,85)

№ п/п	Параметр	Диапазон изменения	
11.	Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса, т/ч (кг/с)	27,0 (7,5)	65,5 (18,2)
12.	Давление питательной воды на входе в бустерный насос, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	8,32 (0,82)	8,88 (0,86)
13.	Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса, т/ч (кг/с)	2800,0 (777,8)	3216,0 (893,3)
14.	<i>Термодинамический КПД ПТН, %</i>	11,0	16,0

### 3.2. Определение эффективности работы питательных турбонасосов на основе паспортных характеристик оборудования

Для оценки правильности полученных величин КПД собрана информация о паспортных значениях данного критерия для составных частей ПТН. Все приведенные ниже расчеты справедливы для номинального режима работы насоса.

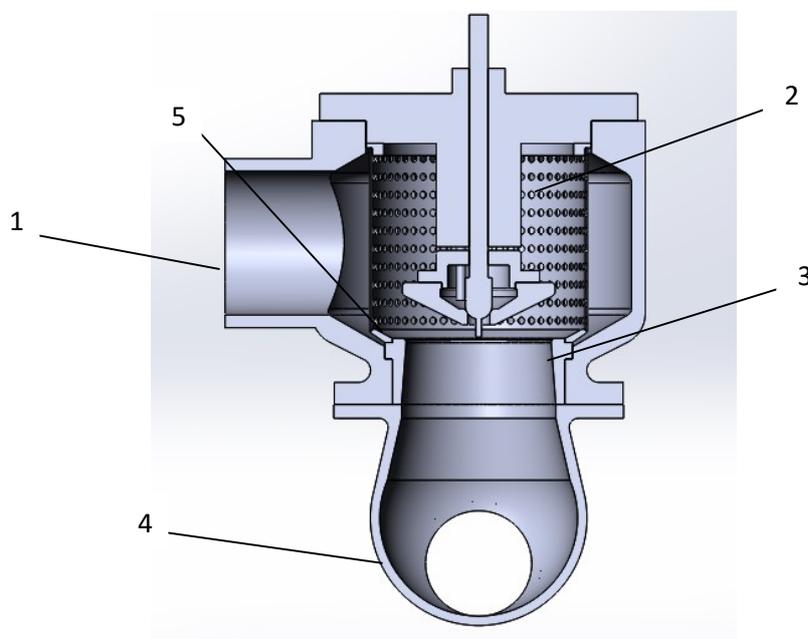
#### *КПД подводящих паропроводов для работы приводной турбины*

В режимах нормальной эксплуатации водяной пар для работы питательных турбонасосов данного типа берется либо от коллектора собственных нужд энергоблока с пониженными параметрами, либо из отбора энергетической турбины после сепаратора-пароперегревателя. Первый режим преимущественно используется при пусках и остановках энергоблока с нагрузкой не более 30% от номинальной. Длительная эксплуатация ПТН с питанием от коллектора собственных нужд запрещена ввиду высокой влажности пара на последних ступенях проточной части приводной турбины. Поэтому для оценки паспортных характеристик КПД рассматривается режим полной нагрузки энергоблока с питанием от отбора энергетической турбины. В таком случае, давление пара перед стопорным клапаном приводной турбины составляет 9,9 кгс/см<sup>2</sup> (971 кПа), при этом давление в отборе на приводную турбину 10,1 кгс/см<sup>2</sup> (990 кПа), давление в конденсаторе приводной турбины 0,06 кгс/см<sup>2</sup> (5,9 кПа). Температура пара, подаваемого на работу ПТН 248 °С. Вследствие потери давления пара в подводящих трубопроводах на 0,2 кгс/см<sup>2</sup> (19 кПа), располагаемый теплоперепад

на приводную турбину снижается на 0,5%, следовательно КПД подводящих трубопроводов  $\eta_{п.в.} = 0,995$ .

#### *КПД системы стопорно-регулирующих клапанов*

В процессе регулирования подачи пара на приводную турбину участвует один стопорный и два параллельно работающих регулирующих клапана. Основные потери энергии в стопорном клапане возникают вследствие применения сетчатого фильтра. Перепад давления на стопорном клапане не замеряется информационно-вычислительной системой электростанции, значение потерь давления, как и коэффициента гидравлического сопротивления стопорного клапана также отсутствует в паспортных характеристиках оборудования. Поэтому для ориентировочной оценки величины потерь построена упрощенная трехмерная модель клапана по результатам расчета которой определено падение давления водяного пара при обтекании его проточной части на  $0,8 \text{ кгс/см}^2$  (78 кПа) (рисунок 3.1, рисунок 3.2). Полученные результаты косвенно подтверждаются коэффициентом потерь для подобной геометрии из справочника по гидравлическим сопротивлениям [69].



**Рисунок 3.1. Упрощенная геометрическая модель стопорного клапана приводной турбины**

**ОК-12А:** 1 – входной патрубок стопорного клапана; 2 – сетчатый фильтр, состоящий из парового сита с расположенными на нем 600 отверстий диаметром 20 мм; 3 – седло клапана; 4 – выходной патрубок; 5 – основной клапан

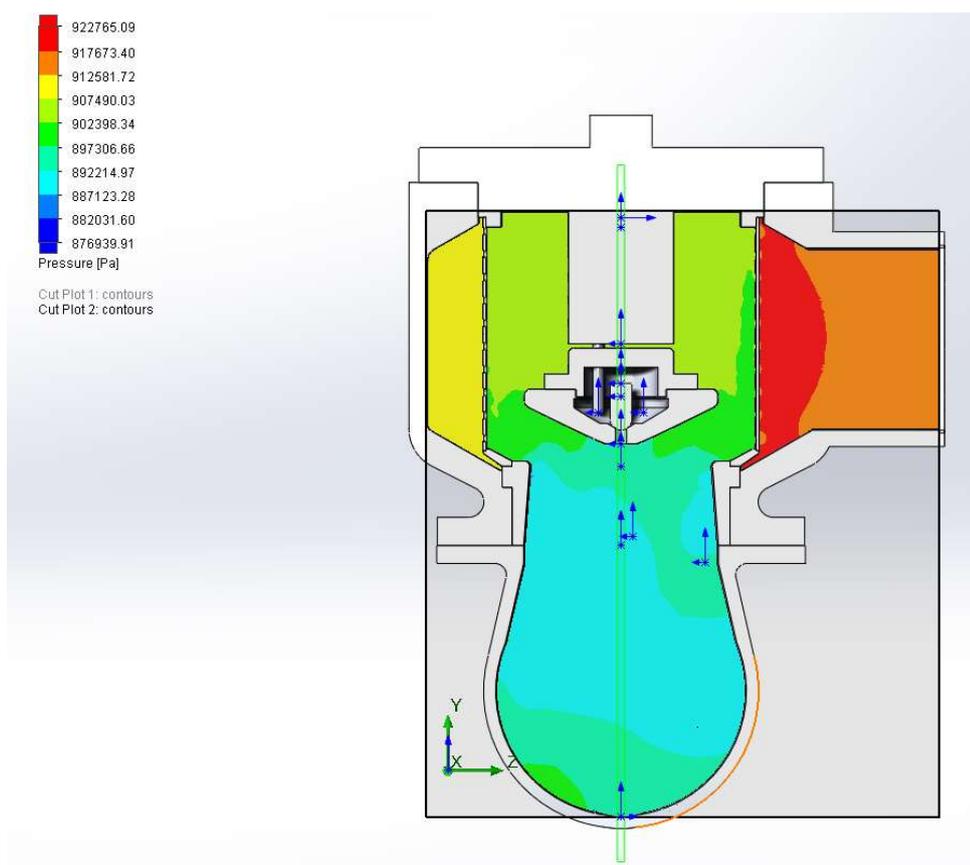


Рисунок 3.2. Распределение поля давления водяного пара в режиме полного открытия стопорного клапана

В регулирующих клапанах расход пара изменяется за счет дросселирования, возникающего при изменении проходного сечения между седлом и тарелкой клапана. Потери при дросселировании в номинальном режиме работы составляют около  $4 \text{ кгс/см}^2$  (392 кПа).

Таким образом, располагаемый теплоперепад на приводную турбину после системы регулирования снижается на 11,5%, следовательно, КПД стопорно-регулирующих клапанов  $\eta_{\text{с.р.к.}} = 0,885$ .

#### *КПД приводной турбины*

Эффективность работы приводной паровой турбины определяется термическим, механическим и внутренним относительным КПД турбоустановки.

Точное определение термического КПД данной установки затруднено, ввиду ее интеграции в цикл энергетической турбины К-1000-60/1500, пар из отбора которой подается на работу приводной турбины. При расчете термического КПД цикла приводной турбины учитывалась работа пара, совершенная в ЧВД

энергетической турбины, а также подвод теплоты в сепараторе-пароперегревателе[70]. Приближенное значение термического КПД составило  $\eta_t \approx 0,34$ .

Внутренний относительный КПД проточной части турбины определен в ходе детального расчета и составил  $\eta_{oi} = 0,826$  для базового режима работы.

Механический КПД турбины принят  $\eta_m = 0,981$ .

Таким образом, суммарный КПД приводной турбины определяется по формуле 3.5.

$$\eta_{т.у.} = \eta_t \eta_{oi} \eta_m = 0,34 \cdot 0,826 \cdot 0,981 = 0,27. \quad (3.5)$$

#### *КПД питательного и бустерного насоса*

В соответствии с паспортными характеристиками, КПД бустерного насоса  $\eta_{б.н.} = 0,841$ , КПД питательного насоса,  $\eta_{п.н.} = 0,802$ . Коэффициент полезного действия редуктора, установленный на основе паспортных значений,  $\eta_{ред.} = 0,985$ .

Таким образом, паспортный КПД питательного турбонасосного агрегата в базовом режиме работы определяется по формуле 3.6.

$$\eta_{ПТН} = \eta_{п.в.} \eta_{с.р.к.} \eta_{т.у.} \eta_{п.н.} \eta_{б.н.} \eta_{ред.} = 0,995 \cdot 0,885 \cdot 0,276 \cdot 0,802 \cdot 0,841 \times \\ \times 0,985 = 0,161. \quad (3.6)$$

Наибольшее влияние на показания эффективности работы питательного турбонасосного агрегата оказывают потери при дросселировании пара в регулирующем клапане, а также понижение КПД приводной турбины.

Сравнивая значения, полученные при обработке эксплуатационных параметров в процессе работы насосов с их паспортными характеристиками, установлено, что паспортный КПД ПТН выше термодинамического эксплуатационного

от 5,1 до 0,1%. Это обусловлено износом оборудования в условиях длительной эксплуатации, а также работой энергоблока в нерасчетных режимах.

Исходя из проведенного сравнения, можно сделать вывод, что полученные при анализе работы действующего оборудования данные являются корректными и не противоречат паспортным характеристикам.

### 3.3. Определение удельного расхода тепловой энергии брутто действующих питательных турбонасосов

Помимо эффективности определяется удельный расход тепловой энергии брутто на приводную турбину ПТН в расчете на 1 кг питательной воды. Удельный расход тепловой энергии пара (кДж/кг) определяется по формуле 3.7.

$$q = \frac{(h_H - ct_k) \cdot Q_{на ПТН}^n}{Q_{н.в.}}, \quad (3.7)$$

где  $(h_H - ct_k) \cdot Q_{на ПТН}^n = Q$  – затраты энергии на привод ПТН.

По формуле 3.7 определены значения удельного расхода тепловой энергии пара на перекачку 1 кг питательной воды для каждого ПТН таблица 3.5.

Таблица 3.5

#### Удельный расход тепловой энергии брутто на перекачку питательной воды каждым ПТН

№ п/п	Параметр	Диапазон изменения	
1.	Расход тепловой энергии брутто на ПТН №1 в расчете на перекачку 1 кг пит. воды, кДж/кг	44,2	55,8
2.	Расход тепловой энергии брутто на ПТН №2 в расчете на перекачку 1 кг пит. воды, кДж/кг	42,8	54,9
3.	Расход тепловой энергии брутто на ПТН №3 в расчете на перекачку 1 кг пит. воды, кДж/кг	48,6	58,1
4.	Расход тепловой энергии брутто на ПТН №4 в расчете на перекачку 1 кг пит. воды, кДж/кг)	25,2	61,1

Анализируя полученную информацию, можно сделать вывод, что на эффективность работы питательного турбонасоса значительное влияние оказывают параметры, непосредственно и косвенно входящие в приведенные

выше формулы по определению КПД и удельного расхода тепловой энергии брутто на работу приводной турбины.

На рисунках 3.3, 3.4 приведено изменение удельного расхода тепловой энергии брутто на перекачку 1 кг питательной воды ПТН №1 и ПТН №2 в разные временные периоды (до и после планово-предупредительного ремонта).

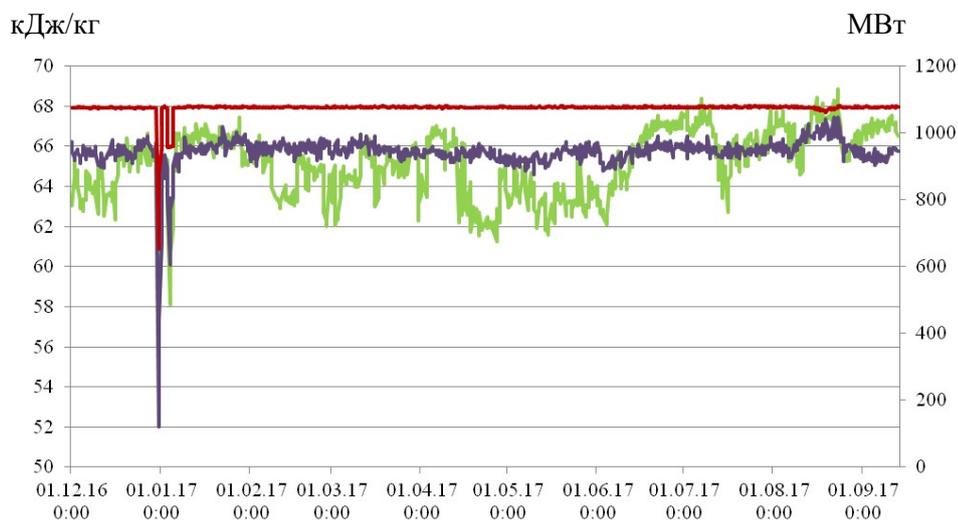


Рисунок 3.3. Удельные расходы тепловой энергии брутто на ПТН №1 и №2 в период с 01.12.2016 по 01.09.2017: — удельные затраты тепловой энергии на работу ПТН №1; — удельные затраты тепловой энергии ПТН №2, — электрическая мощность энергоблока.

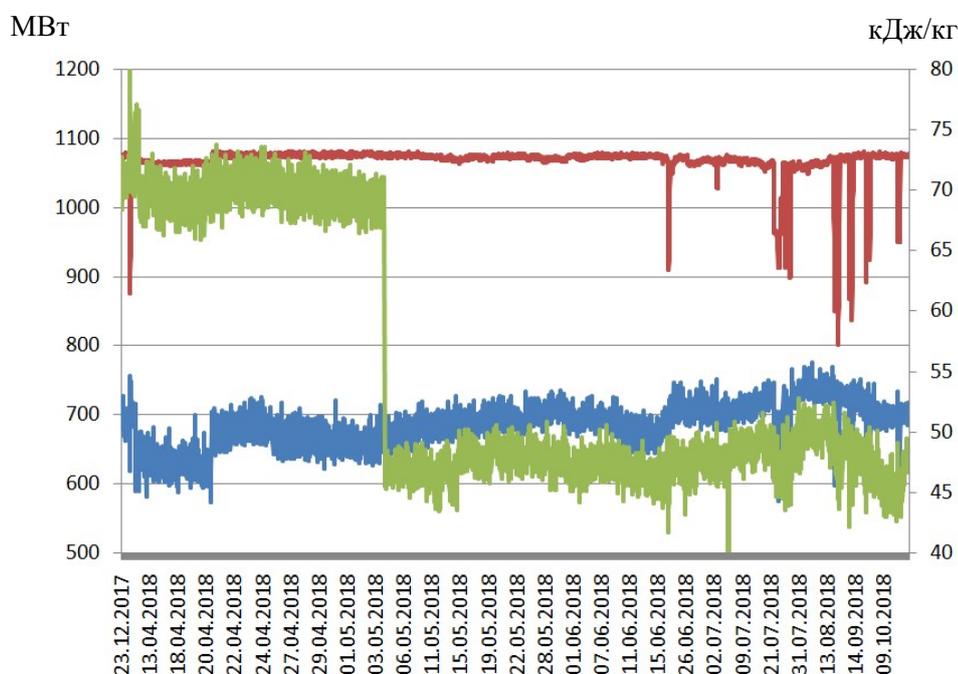


Рисунок 3.4. Удельные расходы тепловой энергии брутто на ПТН №1 и №2 в период с 23.12.2017 по 09.10.2018: обозначения – те же, что на рисунке 3.3

Для первого промежутка времени параллельной работы питательных турбонасосов (рисунок 3.3) определены затраты энергии на работу каждого насоса в течение 287 суток, которые составили 386 183 Гкал (1 614 632 ГДж) и 382 606 Гкал (1 600 825 ГДж) для ПТН №1 и ПТН №2 соответственно [71].

Для второго промежутка времени работы насосов в течение 248 суток (рисунок 3.4) определены аналогичные показатели, составившие 239 228 Гкал (1 000 932 ГДж) и 245 677 Гкал (1 027 915 ГДж) для ПТН №1 и ПТН №2 соответственно.

Таким образом, в рамках одного энергоблока при постоянной мощности среднесуточные затраты энергии собственных нужд на работу обоих насосов различаются на 27% в разные периоды работы электростанции.

Данный факт дополнительно подтверждает актуальность проведения исследования по анализу качества работы ПТН и определению нормативного удельного расхода тепловой энергии брутто, отпускаемой на работу каждого питательного турбонасоса.

#### **3.4. Анализ полученных эксплуатационных данных на основе характеристик работы турбонасосов**

В ходе обработки были построены характеристики насосов [72] ПТН №1 и №2 первого энергоблока, а именно зависимости изменения анализируемых параметров от величины подачи питательного турбонасоса (рисунки 3.5 – 3.11). Фактические данные по эксплуатации соответствуют паспортным данным исследуемого оборудования, подача насоса и давление на его напоре не превышают номинальных значений.

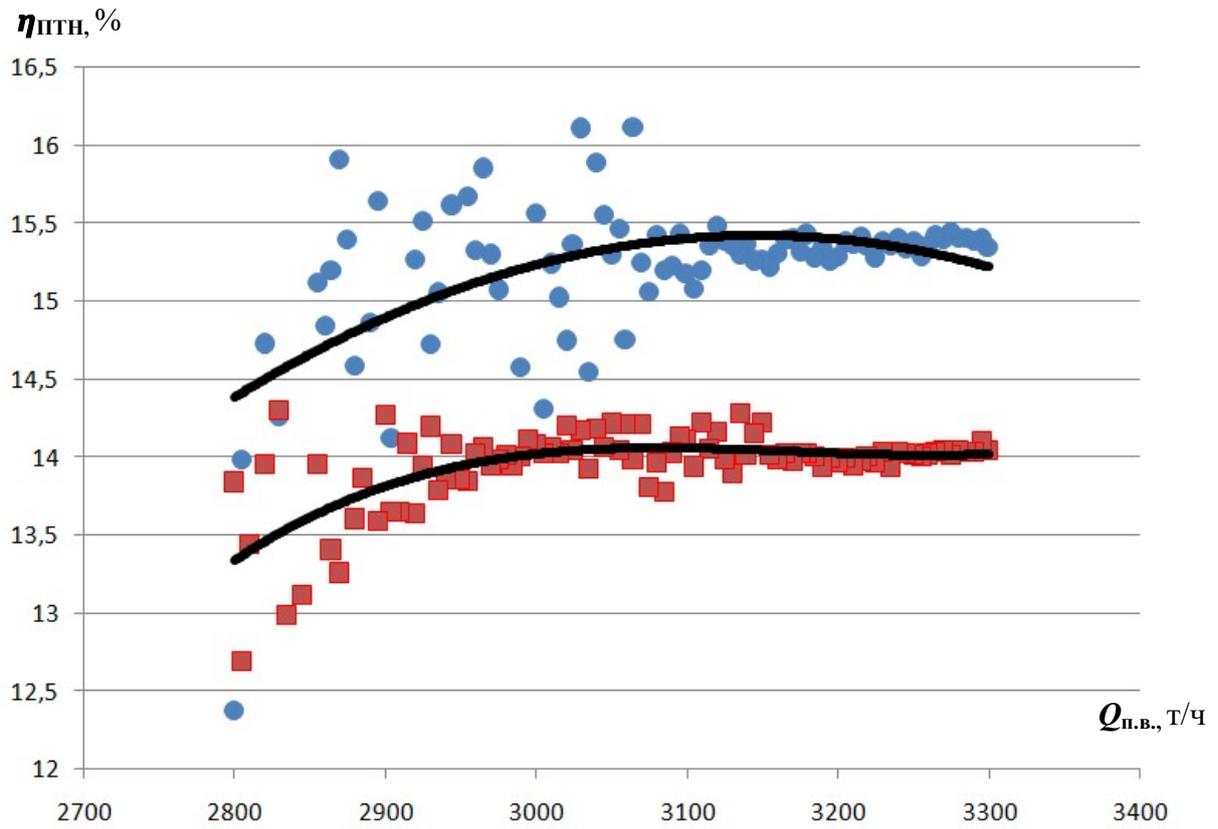


Рисунок 3.5. Изменение КПД ПТН в зависимости от подачи насоса: ■ - характеристика работы ПТН №1; ● - характеристика работы ПТН №2

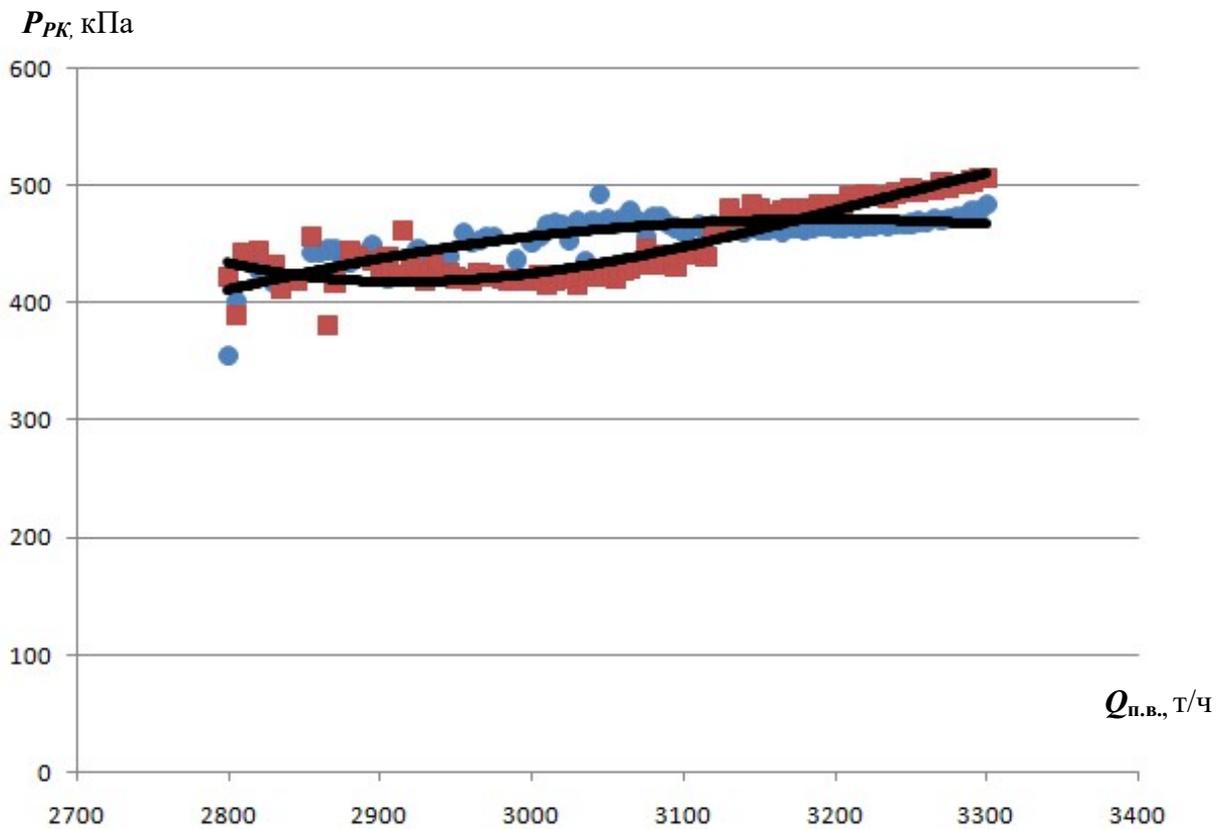


Рисунок 3.6. Изменение давления после регулирующего клапана приводной турбины ПТН в зависимости от подачи насоса: обозначения – те же, что на рисунке 3.5

$P_{н. н.в.} - P_{в. н.в.}$ , бар

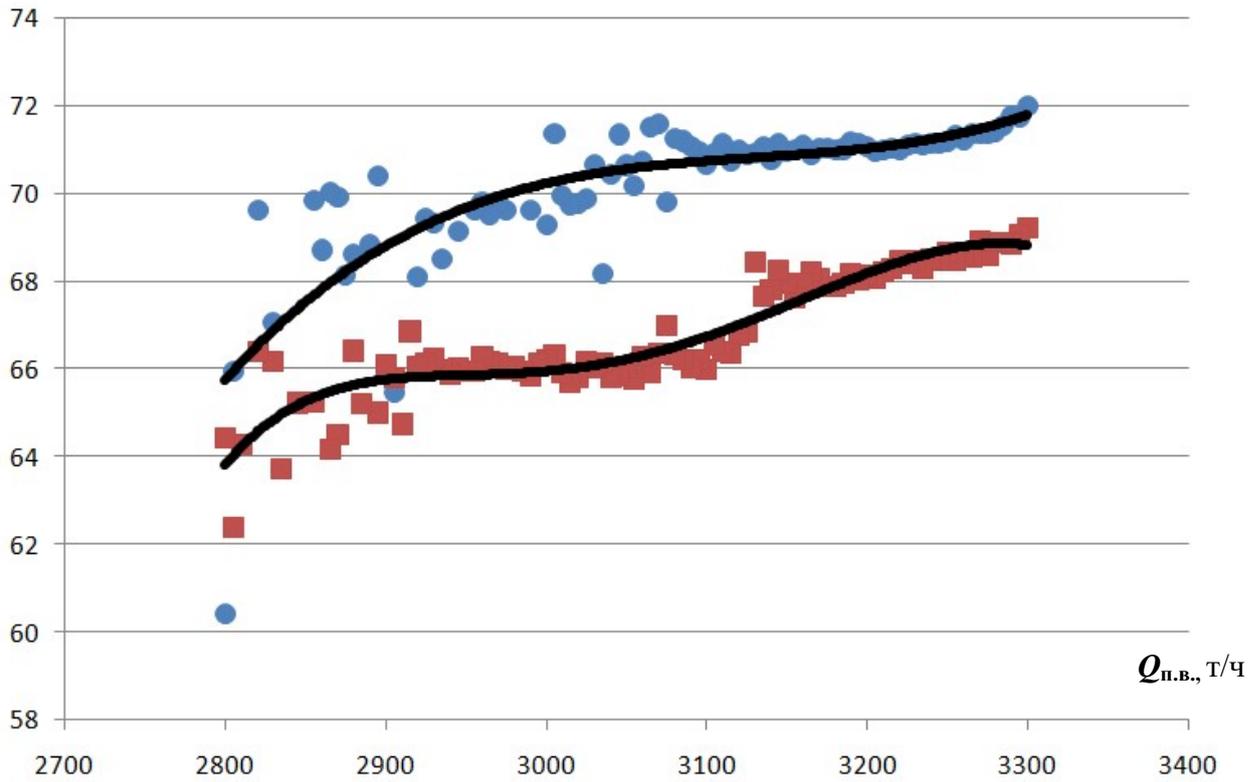


Рисунок 3.7. Изменение перепада давлений питательной воды ПТН в зависимости от подачи насоса: обозначения – те же, что на рисунке 3.5

$Q_{на ПТН}^n$ , T/ч

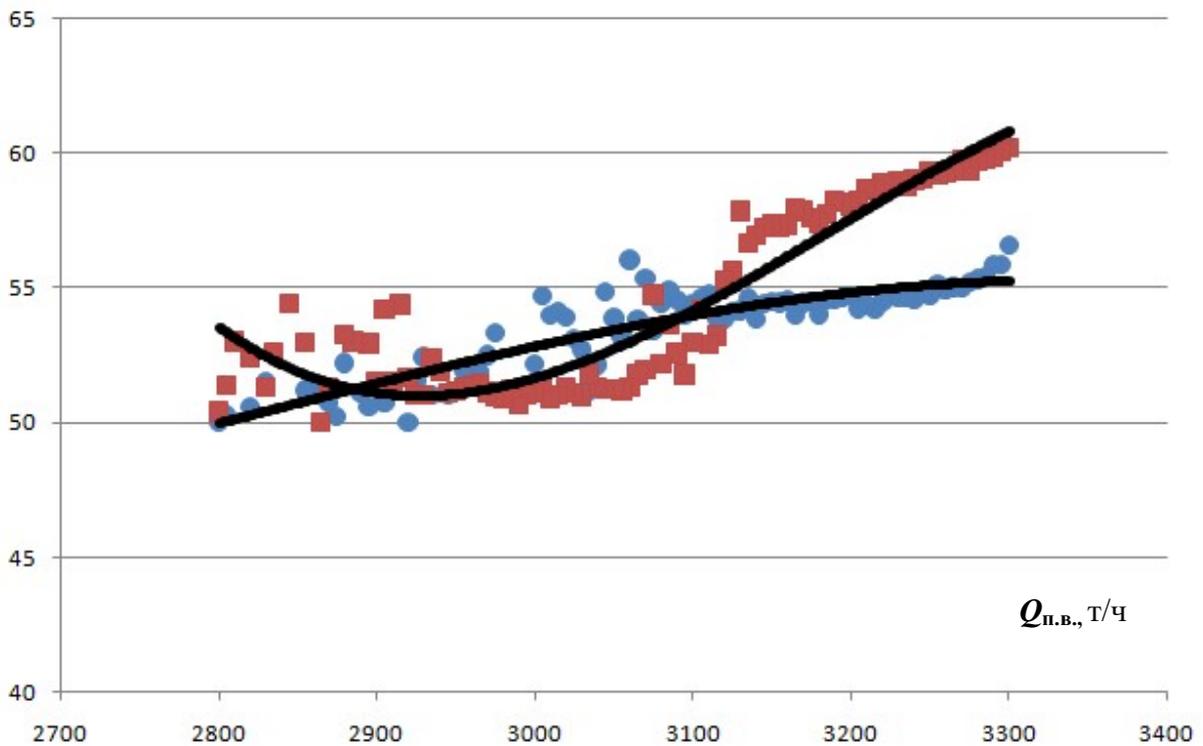


Рисунок 3.8. Изменение расхода пара на ПТН в зависимости от подачи насоса: обозначения – те же, что на рисунке 3.5

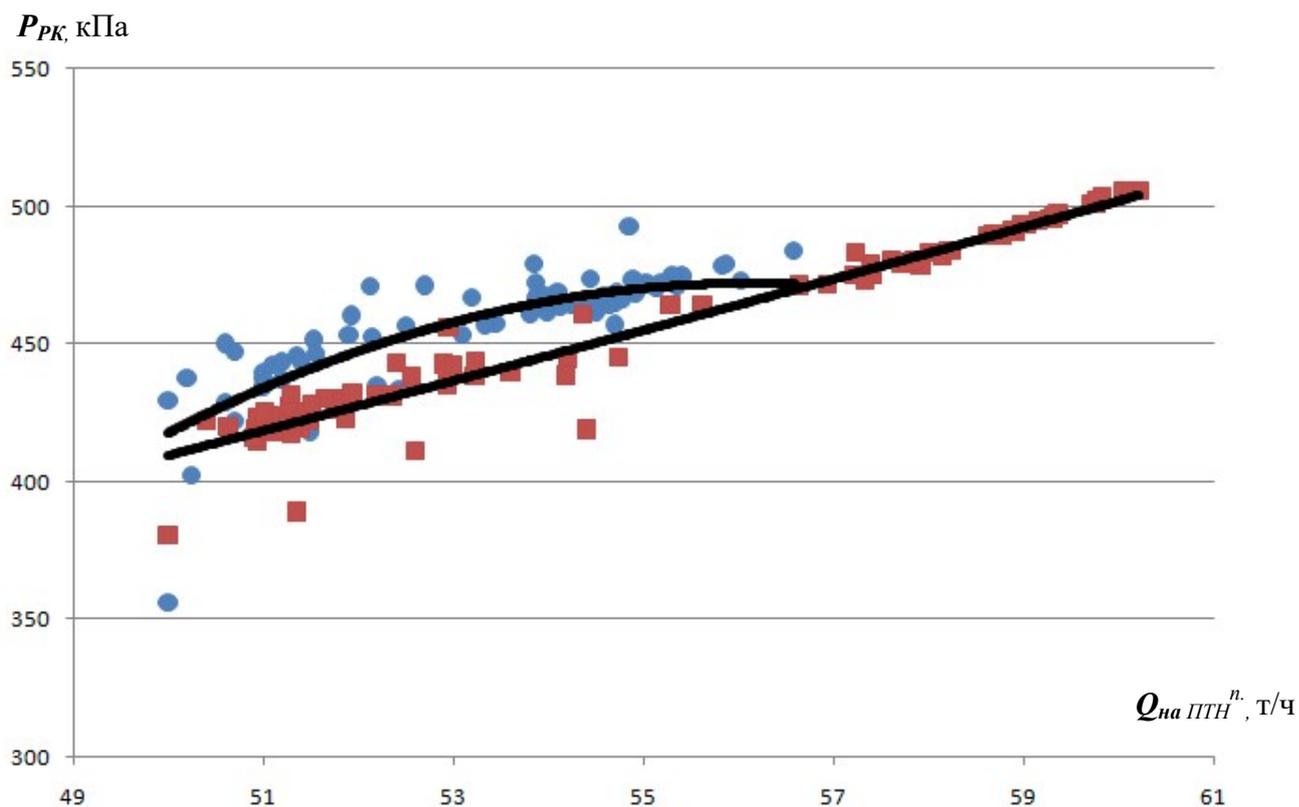


Рисунок 3.9. Изменение давления за РК ПТН в зависимости от расхода пара на приводную турбину: обозначения – те же, что на рисунке 3.5

Исходя из представленных на рисунках 3.5 – 3.9 реальных характеристиках работы питательных турбонасосов одного блока можно сделать вывод, что они имеют схожий характер работы при режимах нормальной эксплуатации, однако ПТН № 2 работает с большей эффективностью, создавая больший напор на выходе из питательного насоса при сопоставимых затратах тепловой энергии с ПТН №1.

На рисунках 3.10 – 3.14 представлены характеристики ПТН №3 и №4, работающих параллельно на другом энергоблоке станции в аналогичный по времени период эксплуатации.

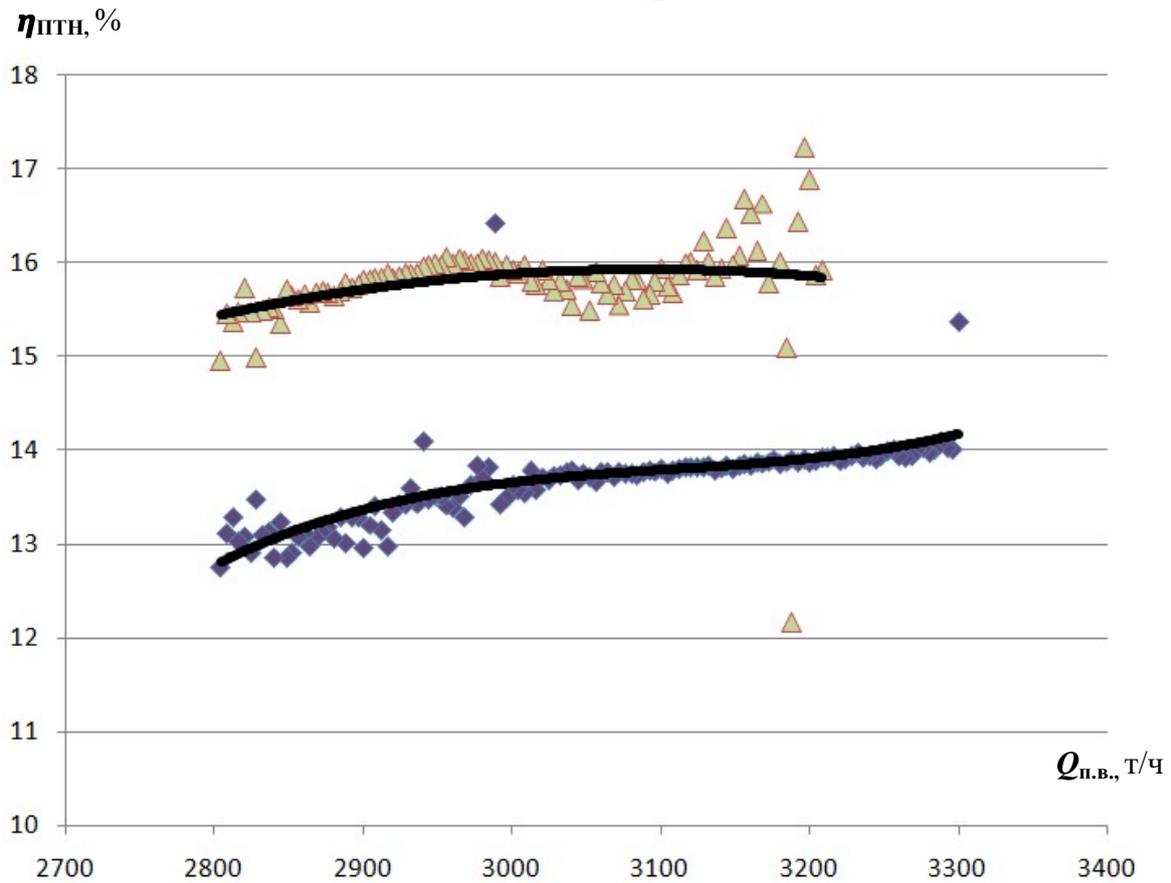


Рисунок 3.10. Изменение КПД ПТН в зависимости от подачи насоса:  $\blacklozenge$  - характеристика работы ПТН №3;  $\blacktriangle$  - характеристика работы ПТН №4

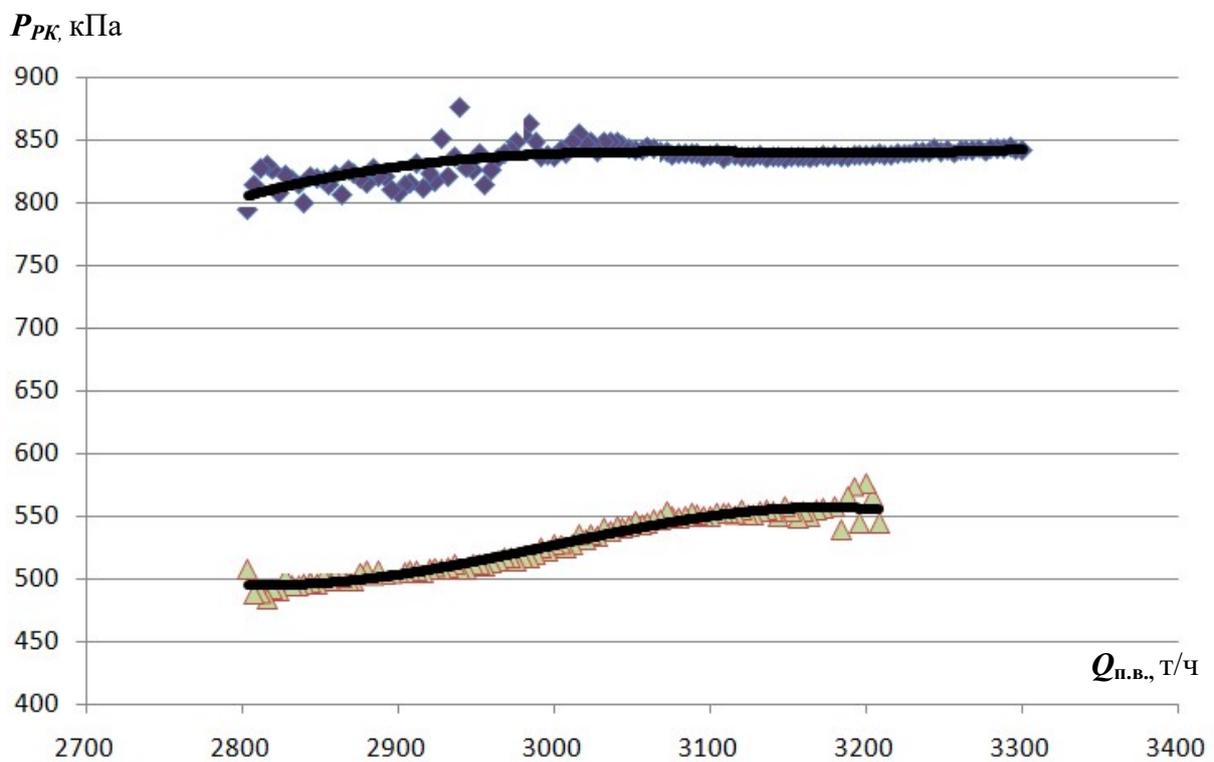


Рисунок 3.11. Изменение давления после регулирующего клапана приводной турбины ПТН в зависимости от подачи насоса: обозначения – те же, что на рисунке 3.10

$P_{н. н.в.} - P_{в. н.в.}$ , бар

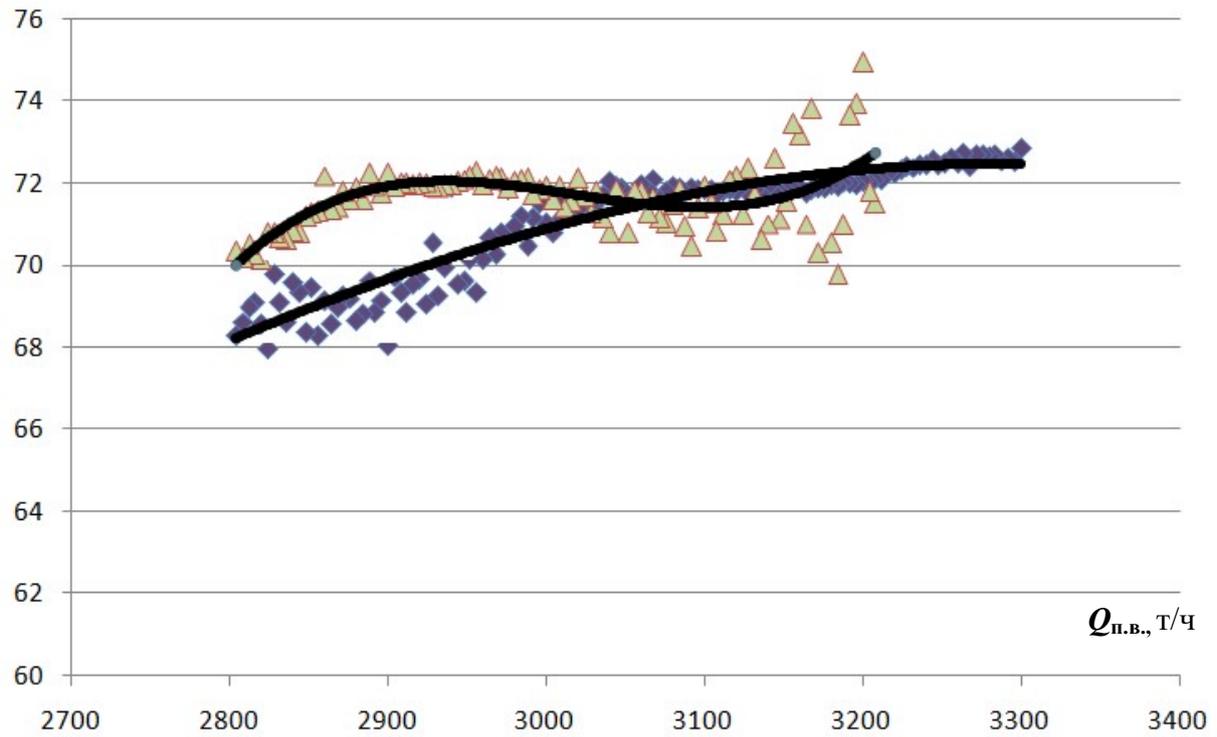


Рисунок 3.12. Изменение перепада давлений питательной воды ПТН в зависимости от подачи насоса: обозначения – те же, что на рисунке 3.10

$Q_{на ПТН}^n$ , т/ч

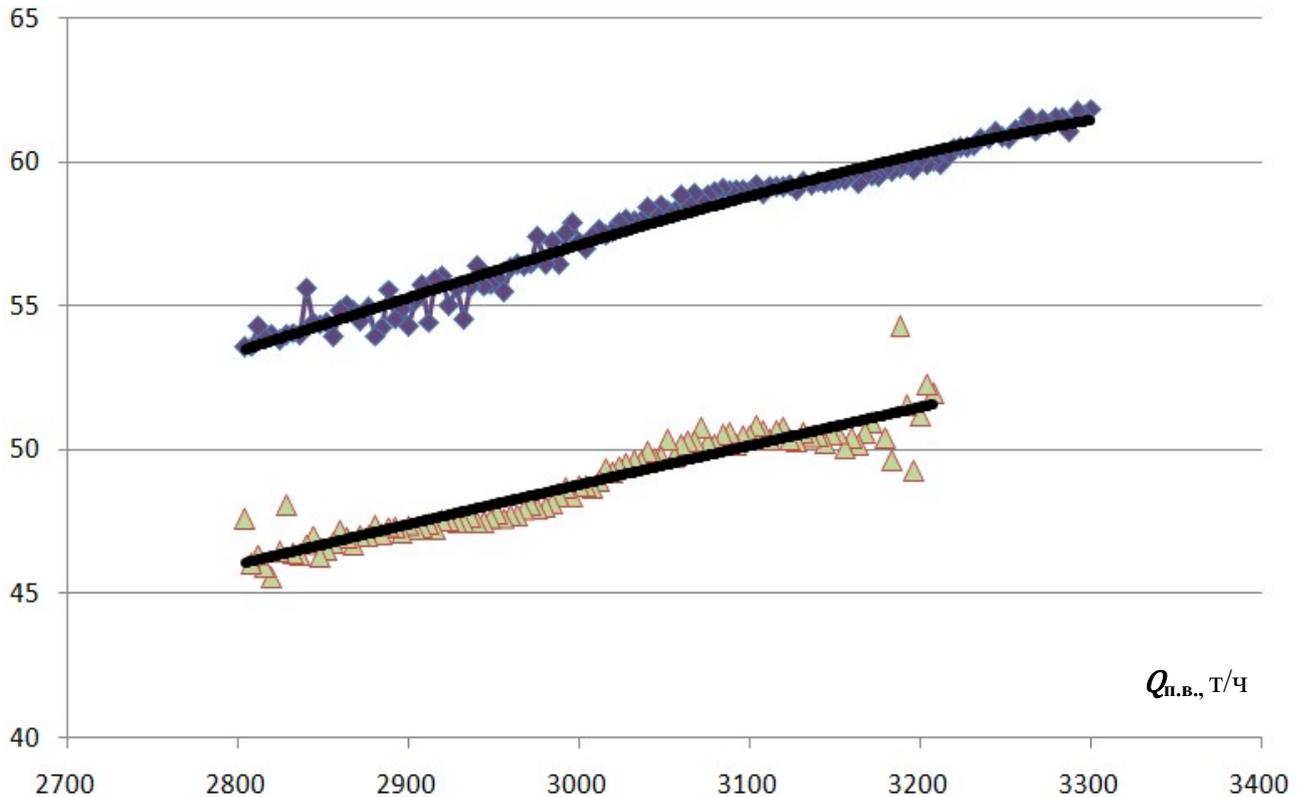


Рисунок 3.13. Изменение расхода пара на ПТН в зависимости от подачи насоса: обозначения – те же, что на рисунке 3.10

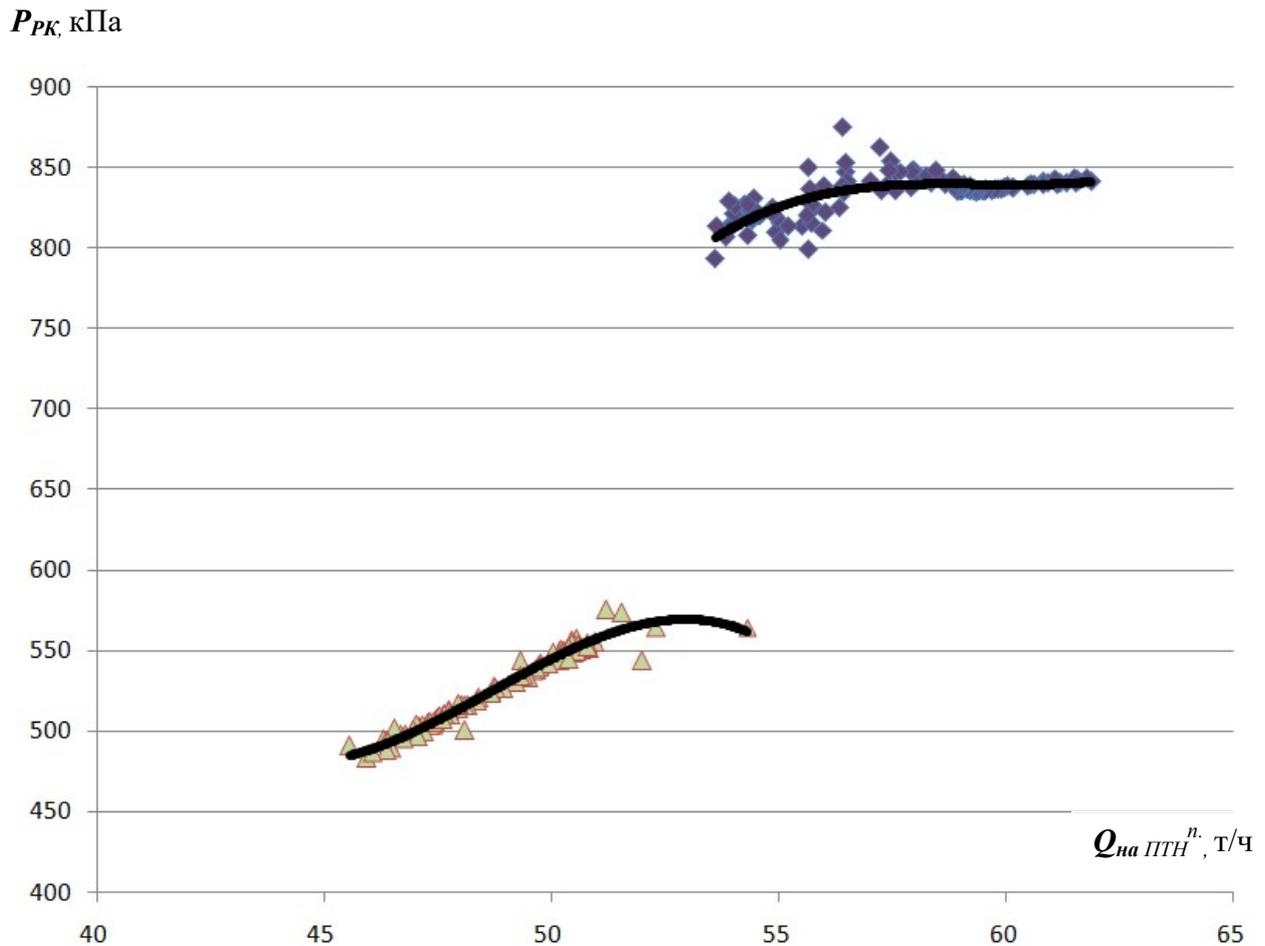


Рисунок 3.14. Изменение давления за РК ПТН в зависимости от расхода пара на приводную турбину: обозначения – те же, что на рисунке 3.10

Исходя из анализа построенных на рисунка 3.10 – 3.14 зависимостях, можно сделать вывод: питательный турбонасос № 4 работает в более выгодных режимах, чем ПТН № 3, что обуславливает низкий расход пара при сопоставимых расходах питательной воды через насос.

### 3.5. Разработка регрессионной модели анализа работы питательных турбонасосов

Применение классических методов регрессионного анализа требует тщательной проработки исходных данных для минимизирования влияния случайных величин на итоговый результат. В данном случае, в качестве примера использования технологии классического статистического анализа используется множественная регрессия установления зависимости КПД от комплекса теплогидравлических

параметров на основе эксплуатационных замеров работы питательного турбонасоса №1.

Проведен анализ выборки данных, состоящих из 5445 точек наблюдений. Определены минимальные, максимальные, средние, медианное значение параметров, дисперсия и стандартное отклонение (таблица 3.6)

Таблица 3.6

### Характеристики выборки для многомерной регрессионной модели

Параметр	Среднее	Медиана	Минимум	Максимум	Дисперсия	Стандартное отклонение
Температура питательной воды за питательным насосом (перед группой подогревателей высокого давления), °С	163,9	164,0	161,4	164,6	$6,1 \cdot 10^{-2}$	0,2
Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса, °С	237,6	238,5	178,2	243,3	74,6	8,6
Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины, °С	21,5	22,2	9,2	30,6	19,9	4,5
Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины, °С	27,4	28,0	16,0	36,3	18,0	4,2
Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины, °С	42,1	42,9	31,4	49,5	12,9	3,6
Температура пара на выхлопе приводной турбины, °С	33,3	33,5	25,7	40,1	12,4	3,5
Температура питательной воды на всасе бустерного насоса, °С	159,1	159,0	156,4	160,2	$5,2 \cdot 10^{-2}$	0,2
Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	9,94 (0,97)	9,92 (0,97)	8,54 (8,4)	10,46 (1,03)	$4,21 \cdot 10^{-2}$	0,20 ( $2,0 \cdot 10^{-2}$ )
Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	4,97 (0,49)	4,99 (0,49)	3,63 (0,36)	5,71 (0,56)	0,12	0,34 ( $3,3 \cdot 10^{-2}$ )
Давление питательной воды на напоре питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	78,19	78,00	69,75	83,25	3,21	1,79
Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса, т/ч (кг/с)	58,4	59,1	50,0	65,1	10,3	3,2

Параметр	Среднее	Медиана	Минимум	Максимум	Дисперсия	Стандартное отклонение
Давление питательной воды на входе в бустерный насос, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	8,50 (0,83)	8,50 (0,83)	8,14 (0,85)	8,70 (0,85)	0,00	6,2·10 <sup>-2</sup> (6,1·10 <sup>-3</sup> )
Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса, т/ч (кг/с)	3228,1	3260,0	2800,0	3300,0	7666,3	87,6
<i>Термодинамический КПД ПТН, %</i>	14,0	14,0	12,4	15,8	0,1	0,4

Стандартное отклонение и дисперсия найдены по формуле 3.8, 3.9 соответственно.

$$\sigma = \left[ \frac{\sum (x_i - \mu)^2}{N} \right]^{1/2} \quad (3.8)$$

где  $x_i$  – значение  $i$ -го параметра,  $\mu$  – среднее значение выборки параметра,  $N$  – размер выборки.

$$\varepsilon^2 = \frac{\sum (x_i - \mu)^2}{N} \quad (3.9)$$

Попытки создания модели с использованием методов множественной регрессии с непосредственным вовлечением всех точек наблюдения в процесс моделирования не дали положительного результата. Так, корреляция полученных зависимостей не превышала 0,49; коэффициент детерминации – 0,24; стандартная ошибка оценки – 0,32.

Проведенный анализ первичных данных связи зависимого параметра – КПД от каждого независимого параметра показал разделение точек наблюдений на 2 группы (рисунок 3.15, рисунок 3.16).

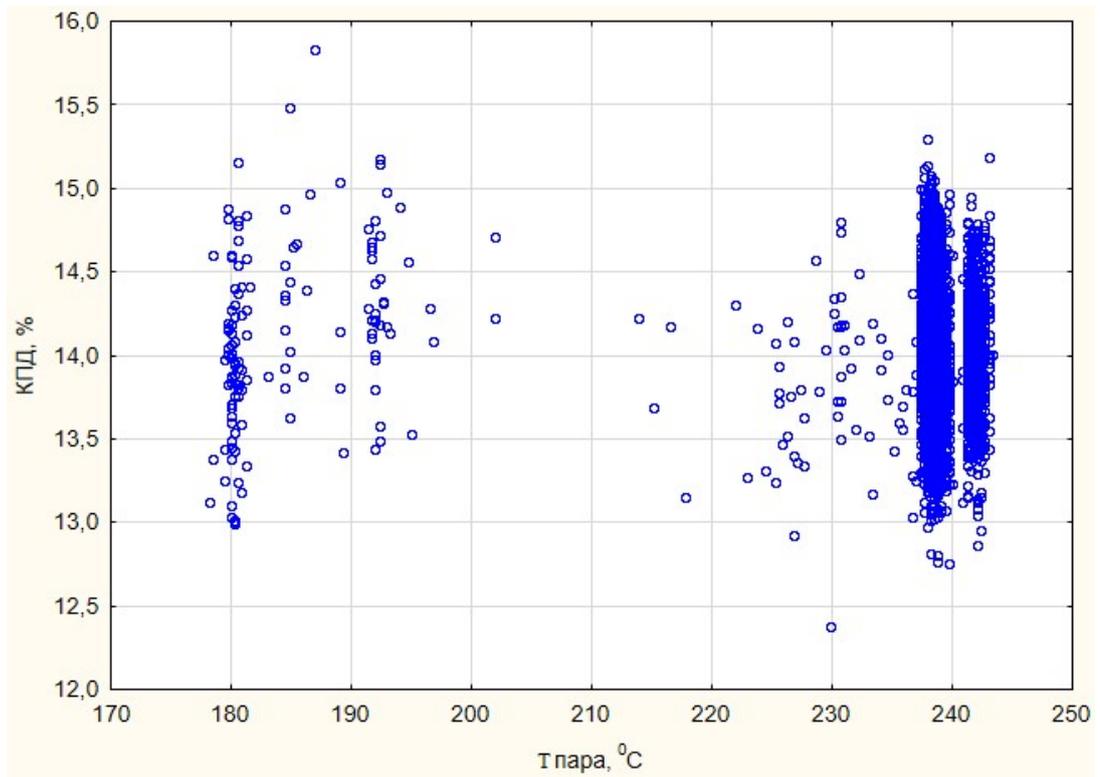


Рисунок 3.15. Диаграмма рассеяния: температуры пара, подаваемого на приводную турбину и КПД ПТН

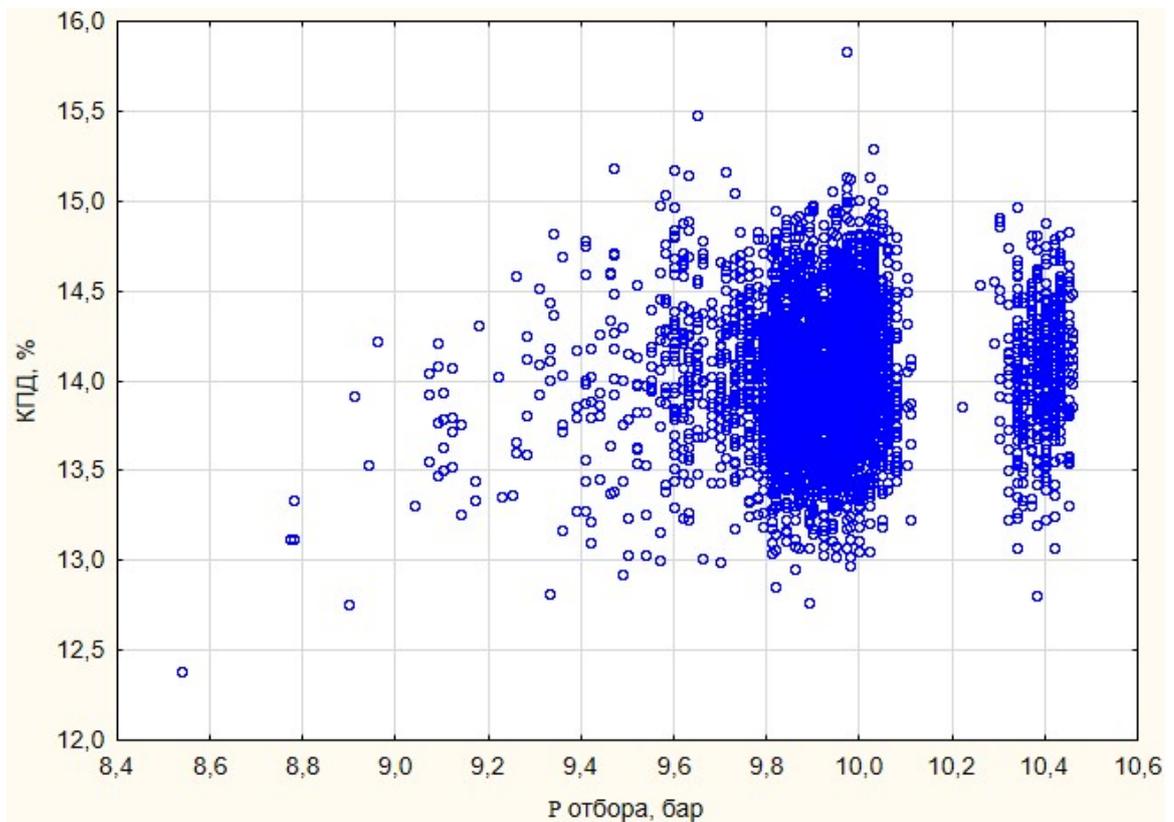


Рисунок 3.16. Диаграмма рассеяния: давление пара в отборе, подаваемого на приводную турбину и КПД ПТН

С точки зрения технологического процесса подобная группировка параметров объясняется режимами работы ПТН, при которых питание приводной турбины происходит либо от коллектора собственных нужд электростанций, либо из отбора энергетической турбины. При подачи рабочего тела из коллектора собственных нужд в режимах пуска и останова энергоблока, температура пара не превышает 210 °С, энтальпия пара на входе падает. При относительном постоянстве других независимых параметров, таких как температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, температура питательной воды и др., КПД ПТН будет значительно ниже, чем при подаче пара из отбора с температурой 240 °С, что вносит дополнительную погрешность в результаты регрессионного моделирования.

Таким образом, целесообразно разделить выборку параметров на два подмножества для дальнейшего исследования методом множественной регрессии. Критерием разделения подмножеств будет служить температура пара, подаваемого на ПТН. В первую, большую группу, войдут данные с температурой пара выше 217 °С, в другую, малочисленную группу - с температурой меньше либо равно 217 °С.

Таким образом, первое подмножество содержало 681 точку наблюдения с температурой пара меньшей либо равной 217 °С, второе подмножество – 4764 точек.

Для меньшей группы получены следующие результаты регрессионного анализа выборки, состоящей из 13 независимых переменных (таблица 3.7).

Таблица 3.7

**Результаты регрессионного анализа меньшей выборки из тринадцати независимых переменных**

Параметр	Значение
Коэффициент корреляции	0,87
Коэффициент детерминации	0,70
Критерий Фишера (табличное значение 13,12)	20,94
p-уровень значимости	$2,85 \times 10^{-25}$
Наибольшая погрешность предсказания	9,8%

Полученные значения коэффициентов корреляции и детерминации отвечают требованиям работоспособной модели ( $0,87 > 0,8$ ;  $0,7 > 0,5$ ). Значение критерия Фишера и р-уровня опровергает гипотезу об отсутствии линейной связи.

Основные характеристики каждого независимого параметра по отношению к зависимому отражены в таблице 3.8.

Таблица 3.8

### Характеристики тринадцати независимых параметров меньшей выборки

Параметр	Бета коэффициент	Частная корреляция	р-значимость	t-критерий
Температура питательной воды за питательным насосом (перед группой подогревателей высокого давления)	0,15	0,11	0,85	1,19
Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса	-0,04	-0,05	0,24	-0,58
Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины	-0,51	-0,03	0,56	-0,32
Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины	0,29	0,01	0,75	0,14
Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины	0,27	0,06	0,89	0,62
Температура пара на выхлопе приводной турбины	-0,11	-0,01	0,54	-0,10
Температура питательной воды на всасе бустерного насоса	-0,12	-0,09	0,92	-0,95
Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса	0,01	0,01	0,34	0,03
Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса	0,98	0,38	0,97	4,60
Давление питательной воды на напоре питательного насоса	0,21	0,12	<0,01	1,39

Параметр	Бета коэффициент	Частная корреляция	p-значимость	t-критерий
Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса	-1,14	-0,72	<0,01	-11,55
Давление питательной воды на входе в бустерный насос	0,01	0,01	0,91	0,11
Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса	0,35	0,28	<0,01	3,28

Табличное значение критерия Стьюдента при заданном числе степеней свободы, при уровне значимости параметра 0,05 составляет 1,967.

Наиболее значимыми бета-коэффициентами, подтвержденными t-критерием, обладают расход пара, расход питательной воды и давление пара за регулируемыми клапанами. Зависимость КПД от данных параметров на основе 100 наблюдений приведена на рисунках 3.17 - 3.19.

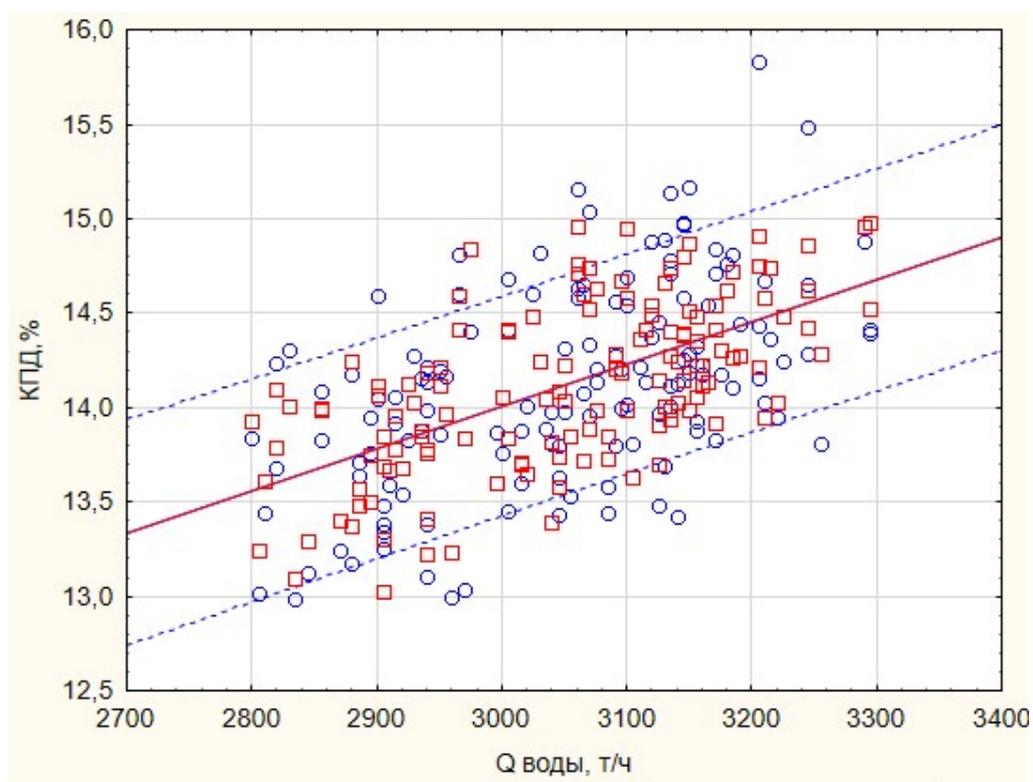


Рисунок 3.17. Диаграмма рассеяния: расход питательной воды и КПД ПТН: ○ — рассчитанное значение КПД; □ — предсказанное значение КПД

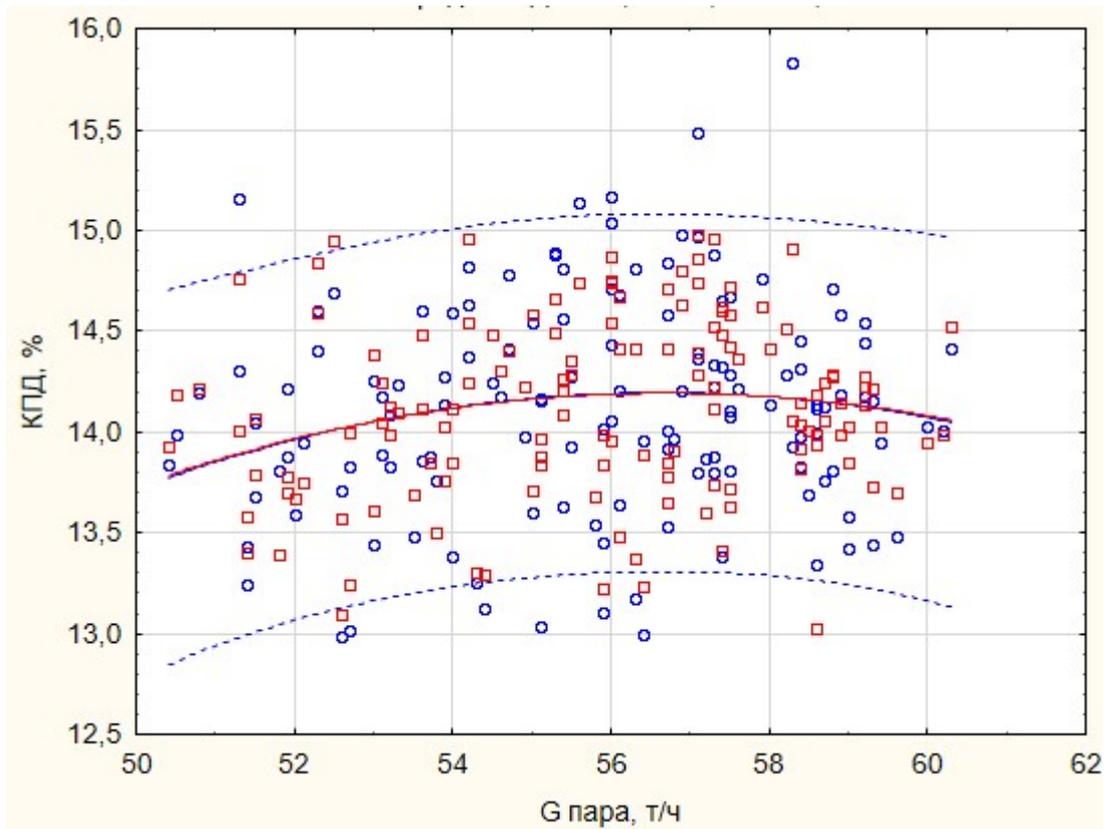


Рисунок 3.18. Диаграмма рассеяния: расход пара, подаваемого на приводную турбину и КПД ПТН: обозначения – те же, что на рисунке 3.17

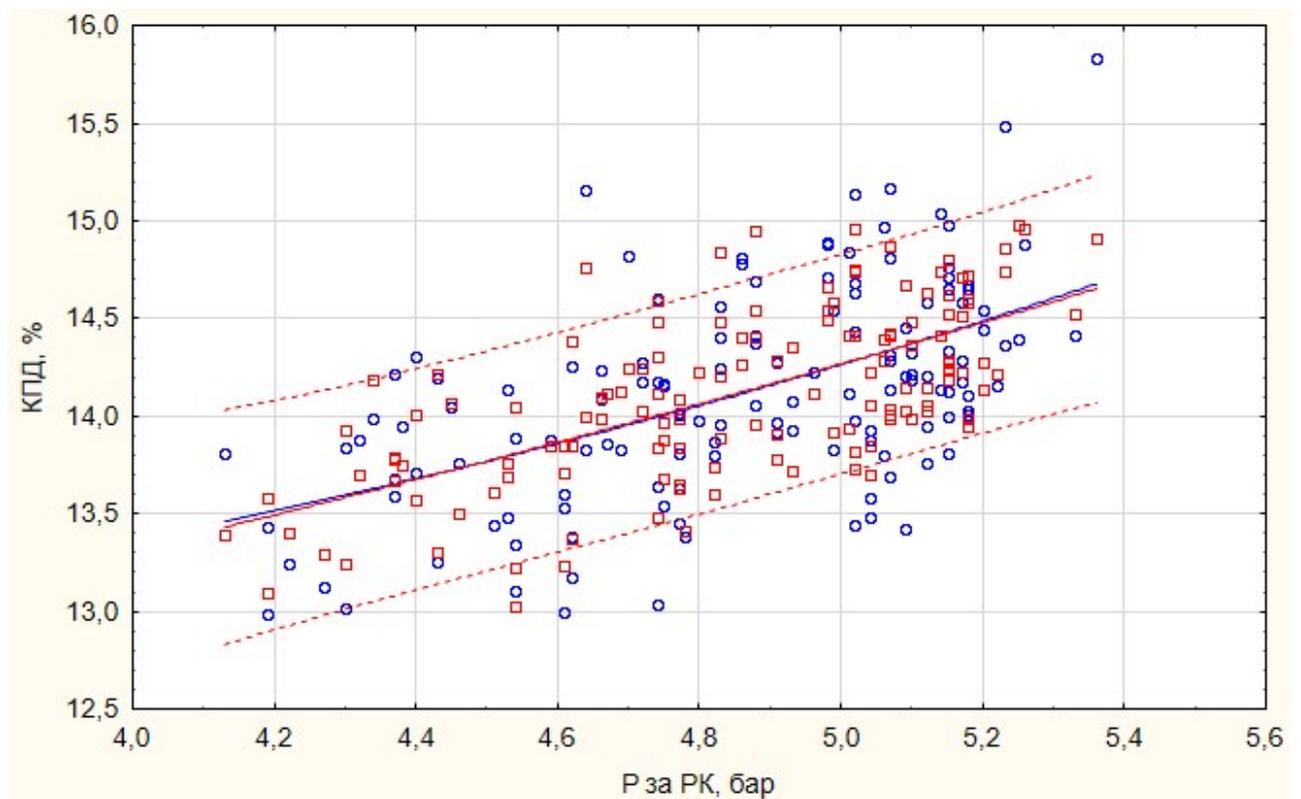


Рисунок 3.19. Диаграмма рассеяния: давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины и КПД ПТН: обозначения – те же, что на рисунке 3.17

Уравнение множественной регрессии при этом примет следующий вид (3.10):

$$y = -4,805 + 0,32 \cdot x_1 - 0,003 \cdot x_2 - 0,093 \cdot x_3 + 0,056 \cdot x_4 + 0,073 \cdot x_5 - \\ -0,029 \cdot x_6 - 0,248 \cdot x_7 + 0,007 \cdot x_8 + 1,809 \cdot x_9 + 0,06 \cdot x_{10} - 0,247 \cdot x_{11} + \\ + 0,064 \cdot x_{12} + 2,31 \cdot 10^{-3} \cdot x_{13}, \quad (3.10)$$

где  $y$  – КПД ПТН,  $x_1$  – температура питательной воды за питательным насосом (перед группой подогревателей высокого давления),  $x_2$  – температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса,  $x_3$  – температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины,  $x_4$  – температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины,  $x_5$  – температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины,  $x_6$  – температура пара на выходе приводной турбины,  $x_7$  – температура питательной воды на всасе бустерного насоса,  $x_8$  – давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса,  $x_9$  – давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса,  $x_{10}$  – давление питательной воды на напоре питательного насоса,  $x_{11}$  – расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса,  $x_{12}$  – давление питательной воды на входе в бустерный насос,  $x_{13}$  – расход питательной воды на напорной линии питательного насоса.

Проверка независимых переменных на мультиколлинеарность (таблица 3.9) показала тесную связь таких параметров как температура охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора, температура охлаждающей воды и температура пара на эжекторах и др.

С учетом влияния взаимной корреляции независимых переменных и подтверждением значимости по критерию Стьюдента лишь трех переменных, была построена новая множественная регрессионная модель из трех независимых переменных и одной зависимой (таблица 3.10).

### Взаимная корреляция независимых переменных

Переменная	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$	$x_6$	$x_7$	$x_8$	$x_9$	$x_{10}$	$x_{11}$	$x_{12}$	$x_{13}$
$x_1$	1	0,31	0,38	0,42	0,42	0,47	0,82	0,2	0,62	0,57	0,51	0,36	0,51
$x_2$	0,31	1	0,06	0,08	0,16	0,13	0,16	-0,03	0,39	0,47	0,36	0,19	0,41
$x_3$	0,38	0,06	1	1	0,88	0,95	0,21	0,59	0,44	0,18	0,17	0,02	0,3
$x_4$	0,42	0,08	1	1	0,9	0,97	0,24	0,61	0,51	0,26	0,24	0,01	0,35
$x_5$	0,42	0,16	0,88	0,9	1	0,97	0,3	0,47	0,62	0,33	0,38	-0,06	0,48
$x_6$	0,47	0,13	0,95	0,97	0,97	1	0,3	0,58	0,64	0,38	0,38	-0,02	0,47
$x_7$	0,82	0,16	0,21	0,24	0,3	0,3	1	0,09	0,47	0,3	0,43	0,4	0,56
$x_8$	0,2	-0,03	0,59	0,61	0,47	0,58	0,09	1	0,38	0,19	0,19	-0,14	0,32
$x_9$	0,62	0,39	0,44	0,51	0,62	0,64	0,47	0,38	1	0,84	0,78	-0,05	0,78
$x_{10}$	0,57	0,47	0,18	0,26	0,33	0,38	0,3	0,19	0,84	1	0,76	0,01	0,52
$x_{11}$	0,51	0,36	0,17	0,24	0,38	0,38	0,43	0,19	0,78	0,76	1	-0,07	0,65
$x_{12}$	0,36	0,19	0,02	0,01	-0,06	-0,02	0,4	-0,14	-0,05	0,01	-0,07	1	0,04
$x_{13}$	0,51	0,41	0,3	0,35	0,48	0,47	0,56	0,32	0,78	0,52	0,65	0,04	1

Таблица 3.10

### Характеристики трех независимых параметров меньшей выборки

Параметр	Бета коэффициент	Частная корреляция	p-значимость	t-критерий
Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса	1,20	0,69	<0,01	10,98
Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса	-1,04	-0,70	<0,01	-11,46
Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса	0,25	0,26	0,01	3,07

Уравнение данной регрессии имеет вид (3.11):

$$y = 12,563 + 2,213 \cdot x_9 - 0,224 \cdot x_{11} + 1,12 \cdot 10^{-3} \cdot x_{13}, \quad (3.11)$$

В результате, полученная регрессионная модель для описания зависимости КПД ПТН от трех независимых параметров имеет большую, но недостаточную точность (таблица 3.11) для корректного описания зависимостей в разрабатываемой методике оценки эффективности питательных турбонасосов.

Таблица 3.11

**Результаты регрессионного анализа меньшей выборки с тремя независимыми переменными**

Параметр	Значение
Коэффициент корреляции	0,91
Коэффициент детерминации	0,82
Критерий Фишера (табличное значение 3,13)	84,13
p-уровень значимости	$1,4 \times 10^{-30}$
Наибольшая погрешность предсказания	6,7 %

Большая выборка, состоящая из 4764 точек наблюдений и описывающая работу ПТН от отбора турбины, также подверглась аналогичному анализу методом множественной регрессии. Характеристики независимых переменных большей выборки из 13 параметров представлено в таблице 3.12.

Таблица 3.12

**Характеристики тринадцати независимых параметров большей выборки**

Параметр	Бета коэффициент	Частная корреляция	p-значимость	t-критерий
Температура питательной воды за питательным насосом (перед группой подогревателей высокого давления)	-0,13	-0,06	0,33	-0,99
Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса	-0,23	-0,16	0,01	-2,51
Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины	-0,63	-0,04	0,50	-0,68
Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины	1,36	0,09	0,15	1,45
Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины	-0,47	-0,17	0,01	-2,63
Температура пара на выхлопе приводной турбины	-0,41	-0,14	0,03	-2,20

Параметр	Бета коэффициент	Частная корреляция	p-значимость	t-критерий
Температура питательной воды на всасе бустерного насоса	0,25	0,19	<0,01	3,04
Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса	0,03	0,01	0,85	0,19
Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса	0,14	0,07	0,28	1,08
Давление питательной воды на напоре питательного насоса	0,57	0,27	<0,01	4,31
Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса	-1,22	-0,28	0,00	-4,55
Давление питательной воды на входе в бустерный насос	-0,10	-0,06	0,34	-0,95
Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса	0,93	0,41	<0,01	6,83

Уравнение регрессии большей выборки из тринадцати независимых переменных приведено в формуле 3.12.

$$y = -38,877 - 0,172 \cdot x_1 - 0,015 \cdot x_2 - 0,128 \cdot x_3 + 0,302 \cdot x_4 - 0,097 \times \\ \times x_5 - 0,104 \cdot x_6 + 0,463 \cdot x_7 + 0,032 \cdot x_8 + 0,172 \cdot x_9 + 0,18 \cdot x_{10} - \\ - 0,126 \cdot x_{11} - 0,341 \cdot x_{12} + 3,21 \cdot 10^{-3} \cdot x_{13}. \quad (3.12)$$

Характеристики регрессионной модели большей выборки с тринадцатью независимыми переменными представлены в таблице 3.13.

Таблица 3.13

**Результаты регрессионного анализа большей выборки с тринадцатью независимыми переменными**

Параметр	Значение
Коэффициент корреляции	0,71
Коэффициент детерминации	0,5
Критерий Фишера (табличное значение 13,24)	15,16
p-уровень значимости	$1,17 \times 10^{-24}$
Наибольшая погрешность предсказания	12,8 %

Анализ полученной регрессионной модели по критерию Стьюдента, р-уровню значимости и мультиколлинеарности показал значимость следующих параметров при определении КПД ПТН: температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса, температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины, температура пара на выхлопе приводной турбины, температура питательной воды на всасе бустерного насоса, давление питательной воды на напоре питательного насоса, расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса, расход питательной воды на напорной линии питательного насоса.

Была построена регрессионная модель из вышеперечисленных параметров, однако точность такой модели оказалась ниже исходной. Значимыми параметрами по критерию Стьюдента в этой модели определены: давление питательной воды на напоре питательного насоса, расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса, расход питательной воды на напорной линии питательного насоса.

При построении регрессионного уравнения большей выборки по трем параметрам, степень корреляция результатов составила 0,6. Таким образом, на данном этапе модель была признана неработоспособной.

В результате приведенного анализа возможности применения регрессионного анализа в разрабатываемой методике оценки эффективности ПТН установлено, что технология регрессионного анализа требовательна к подготовке исходных данных и чувствительна к размеру выборке независимых переменных. Полученные результаты моделирования показывают высокую погрешность, даже при соблюдении критериев качества модели.

### **3.6. Создание нейросетевых моделей работы питательных турбонасосов**

#### ***3.6.1. Разработка и тестирование нейронной сети определения КПД работы питательного турбонасоса***

Следующим этапом работы является создание на основе полученных эксплуатационных данных нейросетевых моделей работы каждого питательного турбонасоса, позволяющих оценить качество работы насоса путем определения критериев эффективности (см. п. 3.1.1) по заданному комплексу исходных данных (эксплуатационных параметров).

Для построения нейросетевой модели могут быть использованы как специализированные программные средства, так и самостоятельно созданные нейронные сети на широко распространенных языках программирования по известным алгоритмам [73,74, 75].

В рамках данного исследования использовалось специализированное программное обеспечение NeuroSolution 7 Pro, так как она обладает рядом достоинств по сравнению с аналогичными продуктами [76].

Основной задачей при использовании нейросетевой технологии моделирования является подбор архитектуры нейросети, удовлетворяющей требованиям, предъявляемым к конкретной нейросетевой модели. Под архитектурой нейросети понимается количество нейронов, разнесенных на заданное количество «слоев» внутри нейросети. Масштаб и структура сети должна соотноситься с исследуемым процессом в категориях достижимой точности и вычислительной сложности. Нет заранее определенного, строго алгоритма, позволяющего с достаточной степенью точности подсказать какой архитектуры должна быть нейросеть при решении той или иной задачи. Обычно определение количества слоев и нейронов в сети происходит в процессе «проб и ошибок», в ходе которого отбирается модель, обладающая наибольшей точностью работы. При этом не всегда наиболее сложная архитектура сети показывает наилучший результат: чем больше элементов нейросети, тем медленнее она обучается, медленнее

происходит отклик на каждое вносимое возмущение, тем более нелинейная зависимость между целевыми функциями и входными параметрами.

Так как сложность при определении архитектуры нейросети связана, в том числе, с количеством выходных параметров, которыми в рамках данного исследования являются термодинамический КПД и удельные затраты энергии на работу ПТН, то целесообразно создание двух независимых между собой нейронных сетей, так как это не повлияет на достижение поставленной цели.

Для каждой неросетевой модели создана трехслойная сеть с тринадцатью входными параметрами и одним выходным. Входными параметрами для нейросетевой модели являлись эксплуатационные данные (таблица 2.2), отражающие работу питательных турбонасосов со стороны систем питательной воды, паропроводов собственных нужд энергоблока и системы циркуляционного водоснабжения конденсаторов ПТН.

Обучающее множество для создания нейросетевой модели представляет собой базу данных в виде таблицы Microsoft Excel (рисунок 3.20). Каждая строка таблицы – это одно наблюдение, включающее в себя различные значения 13 варьируемых входных переменных и выходной величины (коэффициент полезного действия ПТН или удельный расход тепловой энергии брутто на перекачку 1 кг питательной воды).

A0071	A0410		A0416	A0420	A0422	A0423	
Температура пит. воды за ПТН,	Температура пара, отпускаемого на ПТН,		Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор ПТН,	Температура охлаждающей воды за конденсатором ПТН,	Температура конденсата на эжекторах ПТН,	Температура пара на выходе из приводной турбины,	
°С	°С	К	°С	°С	°С	°С	К
162,4	226,5	499,65	16,9	23	37,05	29	302,15
162,4	226,5	499,65	16,8	22,9	37,05	28,9	302,05
162,4	226,5	499,65	16,7	22,8	36,9	28,9	302,05
162,4	226,5	499,65	16,5	22,6	36,75	28,8	301,95
162,4	226,5	499,65	16,3	22,5	36,75	28,7	301,85

Рисунок 3.20. Фрагмент базы данных одного из питательных турбонасосов для построения нейронной модели

В качестве нейронной модели используется Multilayer Perceptron (многослойный персептрон) с двумя скрытыми слоями. В роли функции активации выступает сигмоида, которая позволяет, как усиливать слабые сигналы, так и не насыщаться от сильных сигналов. Функция активации определяет выходное значение нейрона в зависимости от результата взвешенной суммы входов и порогового значения.

Получаем графическое изображение полученной нейронной сети, представленной на рисунок 3.21.

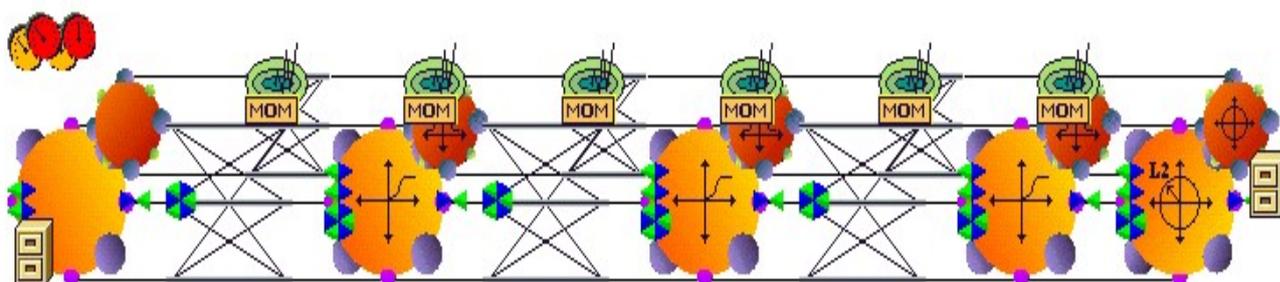


Рисунок 3.21. Графическое изображение полученной нейронной сети в NeuroSolution 7

Затем построенная сеть подвергается процессу так называемого «обучения» [77, 78, 79]. На этом этапе нейроны сети итеративно обрабатывают входные данные и корректируют свои веса таким образом, чтобы сеть наилучшим образом прогнозировала данные, на которых выполняется «обучение».

В качестве программы обучения выбран генетический алгоритм, для которого задаем максимальное число эпох и условие остановки процесса обучения. На каждой эпохе на вход сети поочередно подаются все обучающие наблюдения, выходные значения сети сравниваются с целевыми значениями и вычисляется ошибка. Значение ошибки используется для корректировки весов, после чего все действия повторяются. Исследователь сам выбирает нужное условие остановки процесса обучения. Процесс обучения прекращается, когда пройдено определенное количество эпох (в данном исследовании около 30000).

После завершения процесса обучения нейросети, полученная нейросетевая модель анализируется на точность работы и соответствие физическим законам

моделируемых явлений; определяется среднеквадратичная, средняя абсолютная ошибка, а также диапазон разброса параметров (рисунок 3.22).

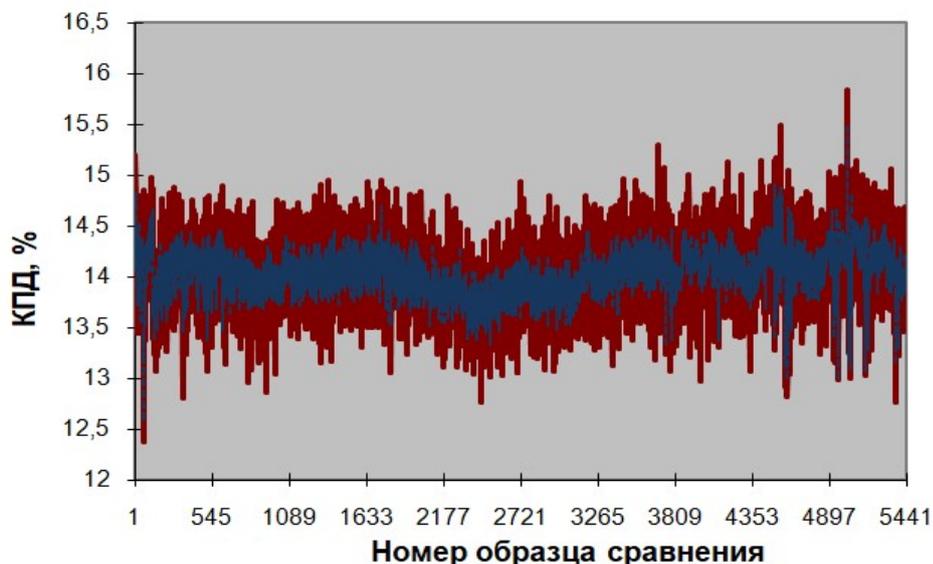


Рисунок 3.22. Сравнение результатов работы нейросетевой модели ПТН с его реальными данными: — реальное изменение КПД ПТН; — прогнозируемое измерение КПД нейросетевой моделью

Сравнивался характер изменения термодинамического КПД в зависимости от расхода питательной воды, полученный нейросетевой моделью с реальными значениями (рисунок 3.23).

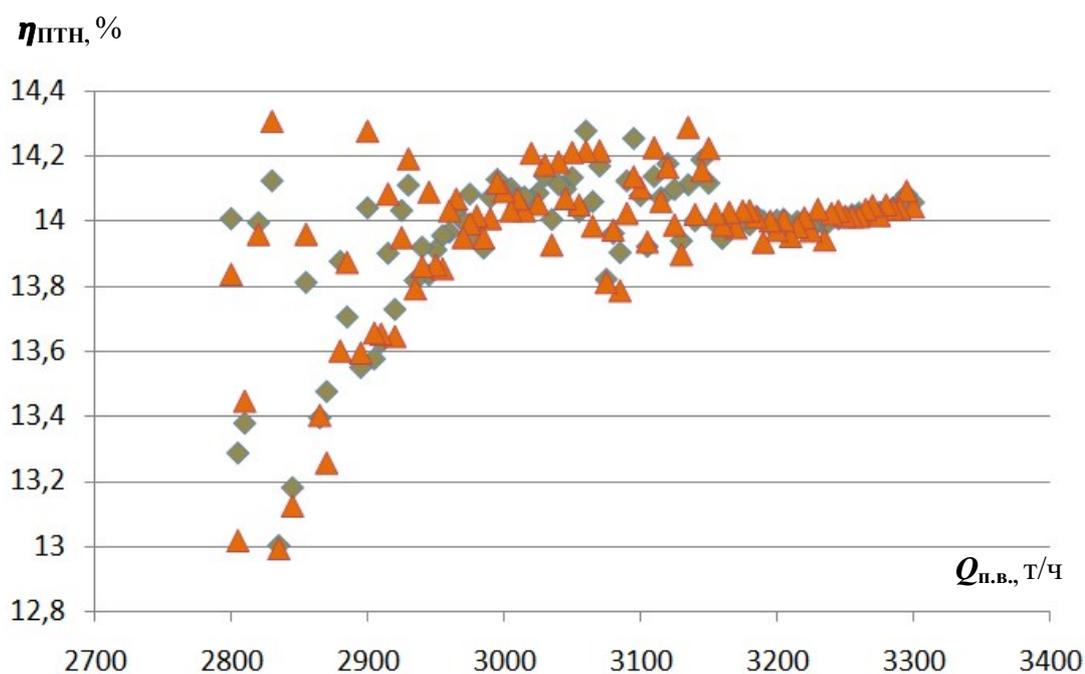


Рисунок 3.23. Изменение КПД ПТН в зависимости от подачи насоса: ▲ - на основе реальных данных работы ПТН; ◆ - результаты работы нейросетевой модели

Построена корреляционная диаграмма определения КПД питательного турбонососа, отражающая высокую степень корреляции предсказанных и расчетных значений КПД (рисунок 3.24).

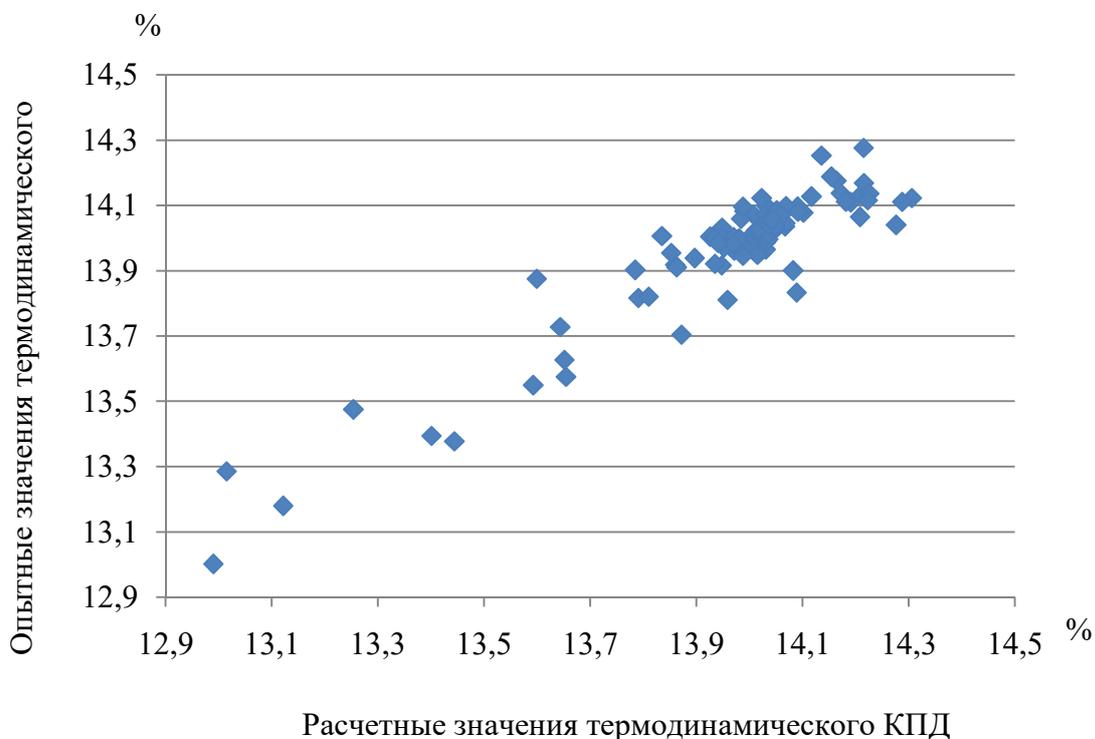


Рисунок 3.24. Корреляционная диаграмма зависимости опытного и расчетного термодинамического КПД ПТН

В ходе анализа определена степень влияния каждого параметра на эффективность работы питательного турбонососа в рамках нейросетевой модели (рисунок 3.25).

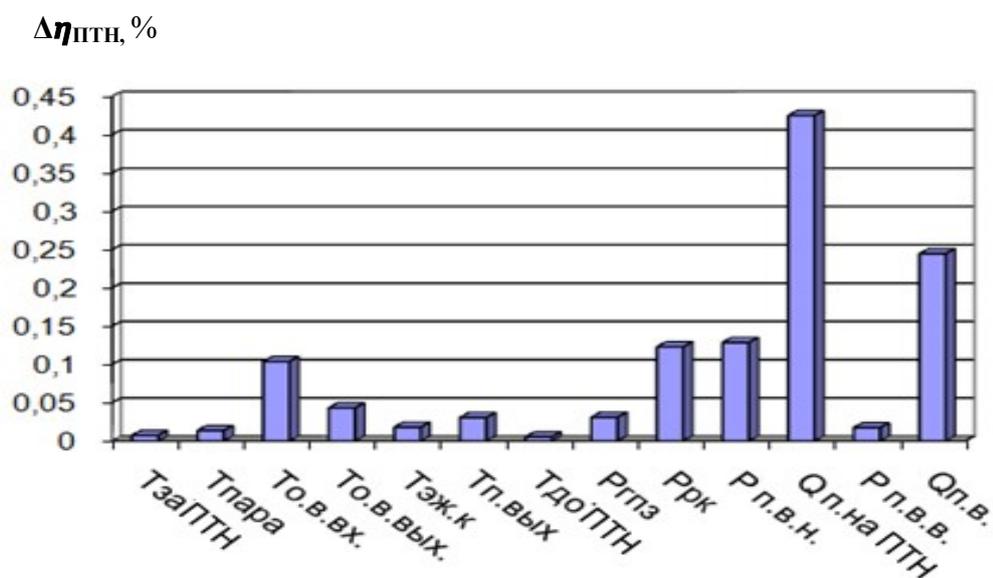


Рисунок 3.25. Влияние каждого термодинамического параметра на КПД ПТН

По данным нейросетевого моделирования, наиболее значимыми параметрами, оказывающими влияние на КПД ПТН являются: расход пара на приводную турбину и подача питательной воды через турбонасос; давление питательной воды на напоре насоса; давление пара после регулирующего клапана приводной турбины; температура охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора ПТН. На рисунках 3.26-3.32 приведены зависимости данных параметров. При исследовании зависимости критериев эффективности от каждого эксплуатационного параметра, значения остальных параметров принимаются постоянными, равными среднему значению диапазона изменения этого параметра в обучающей выборке: температура питательной воды за питательными насосами – 163,9 °С; температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса – 237,6 °С; температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса перед конденсатором приводной турбины – 21,5 °С; температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса за конденсатором приводной турбины – 27,4 °С; температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины – 42,1 °С; температура пара на выхлопе приводной турбины – 33,3 °С; температура питательной воды на всасе бустерного насоса – 159,1 °С; давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса – 9,94 бар; давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса – 4,97 бар; давление питательной воды на напоре питательного насоса – 78,19 бар; расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса – 16,2 кг/с; давление питательной воды на входе в бустерный насос – 8,5 бар; расход питательной воды на напорной линии питательного насоса – 3228 т/ч.

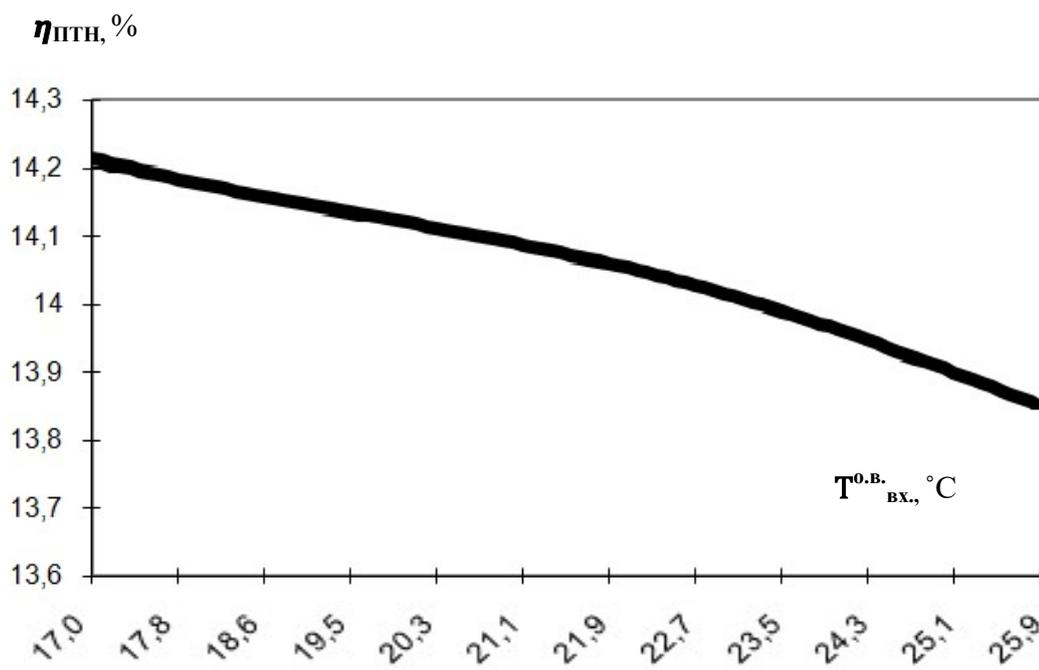


Рисунок 3.26. Зависимость изменения КПД ПТН при изменении температуры охлаждающей воды, подаваемой в конденсатор приводной турбины

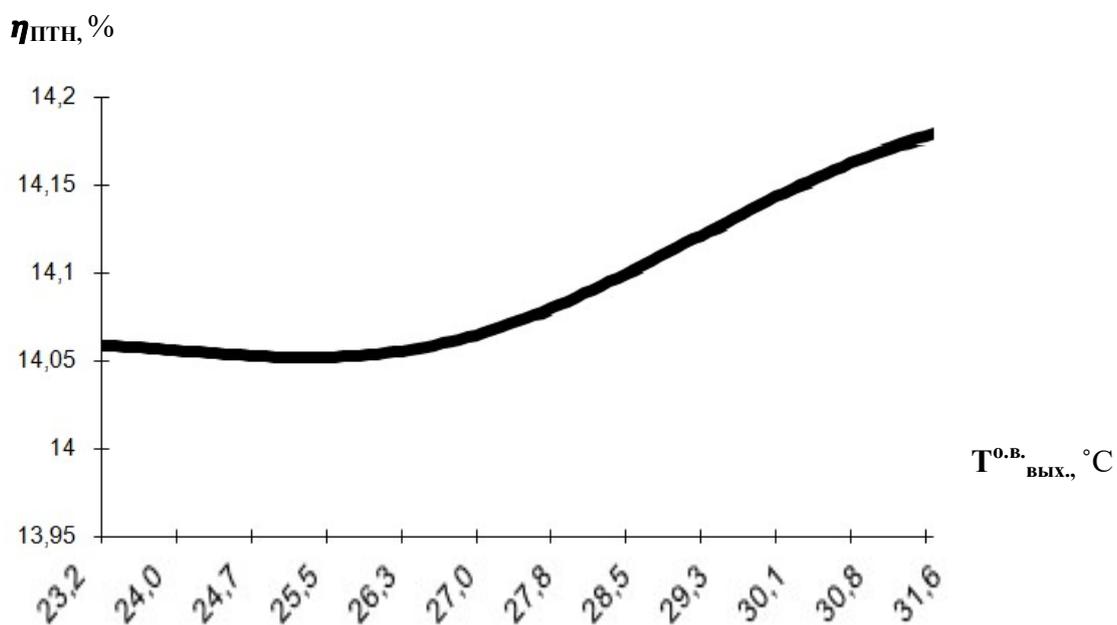


Рисунок 3.27. Зависимость изменения КПД ПТН при изменении температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора приводной турбины

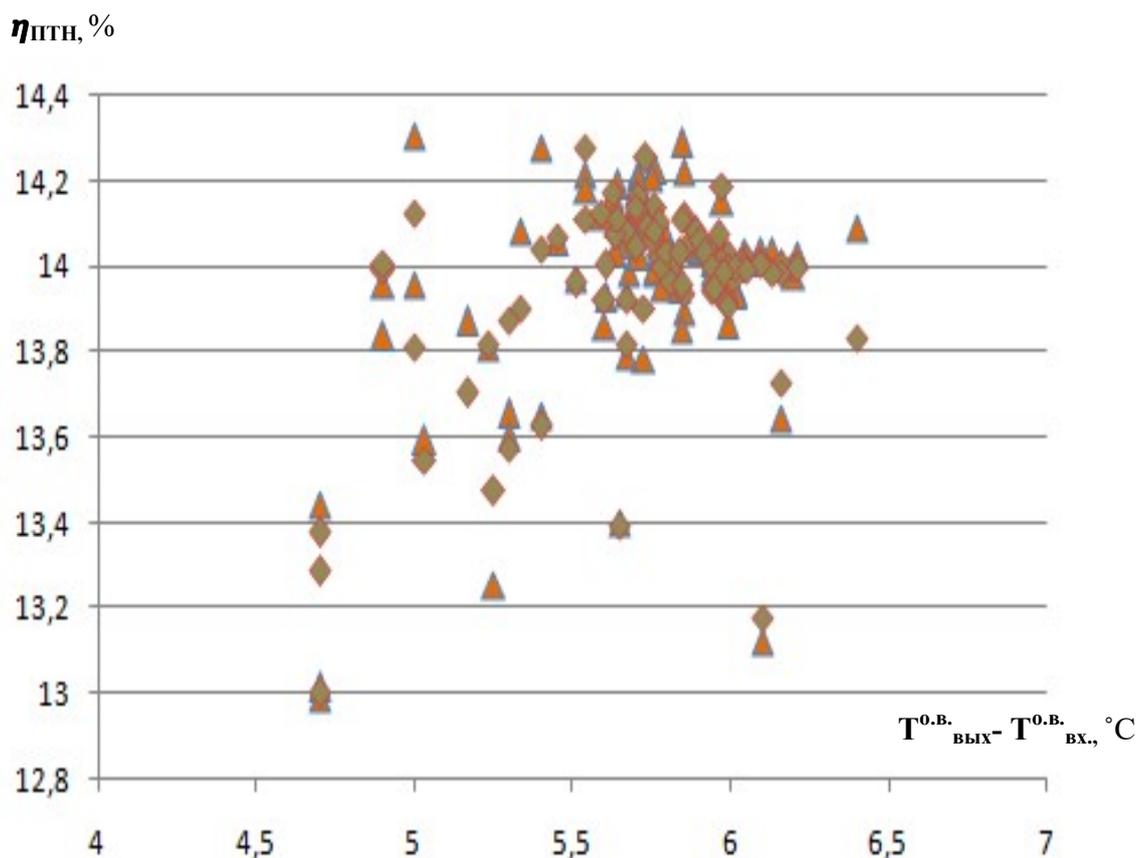


Рисунок 3.28. Зависимость изменения КПД ПТН при изменении перепада температур охлаждающей воды на конденсаторе приводной турбины: обозначения – те же, что на рисунке 3.23

Нельзя однозначно судить о влиянии охлаждающей воды на входе в конденсатор приводной турбины на КПД ПТН в отрыве от других характеристик работы питательного турбонасоса (рисунок 3.26). Влияние температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора ПТН является более показательной характеристикой точности работы нейросетевой модели, так как в большей степени отражает физические процессы, происходящие при конденсации пара после приводной турбины. С повышением температуры охлаждающей воды располагаемый теплоперепад турбины уменьшается, следовательно, падает мощность турбоустановки. Если при этом сохраняется на прежнем уровне подача и напор питательного турбонасоса, то КПД всего агрегата растет (рисунок 3.27).

Точность моделирования также можно оценить по зависимости КПД от разности температур питательной воды на входе и выходе из конденсатора (рисунок 3.28).

Зависимость КПД от давления пара за регулирующим клапаном (рисунок 3.29) в данном случае с большей степенью точности может отображать корректность работы нейросетевой модели. Пройдя регулирующий клапан, пар на пути к проточной части турбины не испытывает гидравлических сопротивлений, способных изменяться под внешними воздействиями.

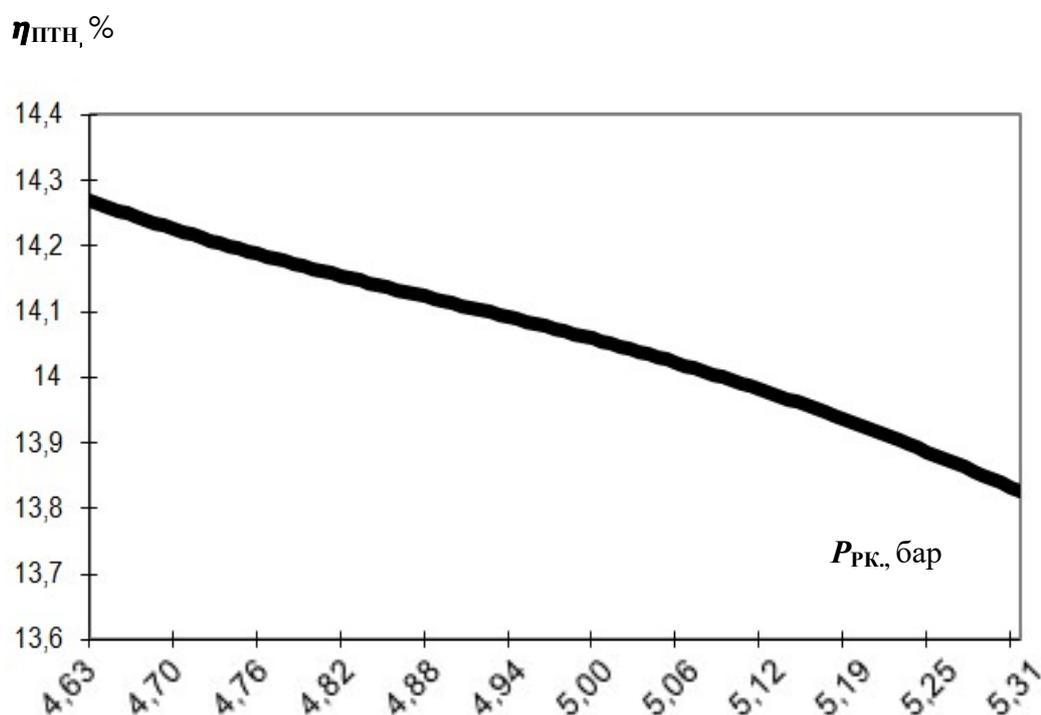


Рисунок 3.29. Зависимость изменения КПД ПТН при изменении давления пара, направляемого на работу приводной турбины после регулирующего клапана

Влияние давления питательной воды на напоре питательного насоса прямопропорционально КПД ПТН (рисунок 3.30). Большой развиваемый напор при постоянных затратах энергии свидетельствует об увеличении эффективности агрегата.

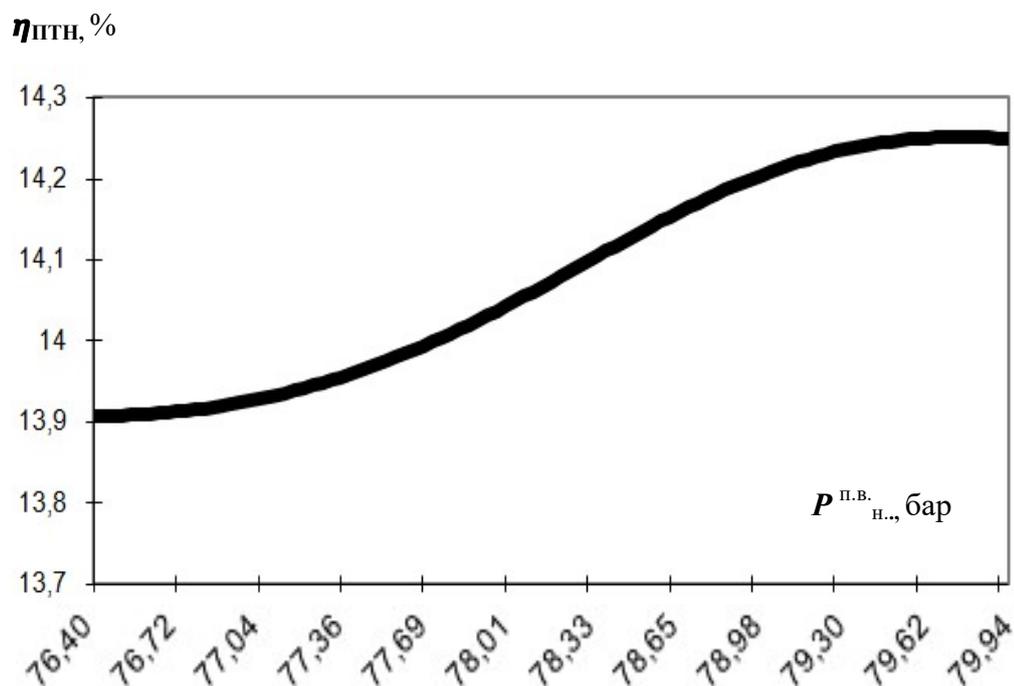


Рисунок 3.30. Зависимость изменения КПД ПТН при изменении давления питательной воды на напоре насоса

Зависимость КПД ПТН от расхода пара направляемого на приводную турбину (рисунок 3.31) объясняется увеличением затрат энергии с повышением расхода пара при постоянстве остальных параметров работы насоса.

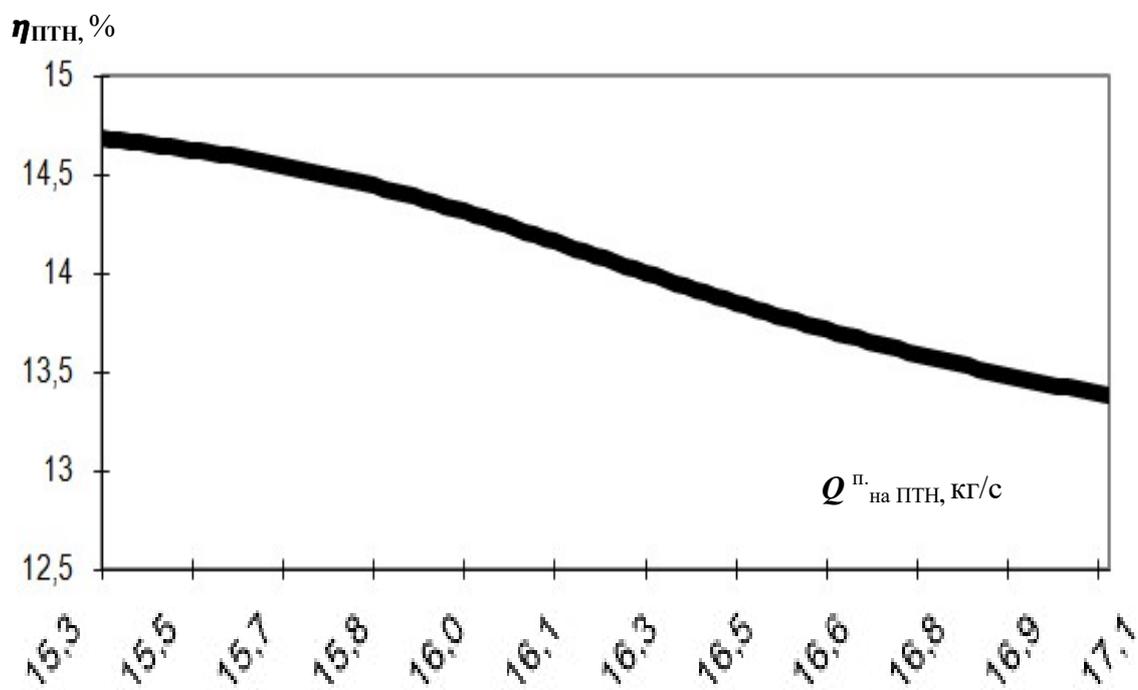


Рисунок 3.31. Зависимость изменения КПД ПТН при изменении расхода пара, подаваемого на работу приводной турбины

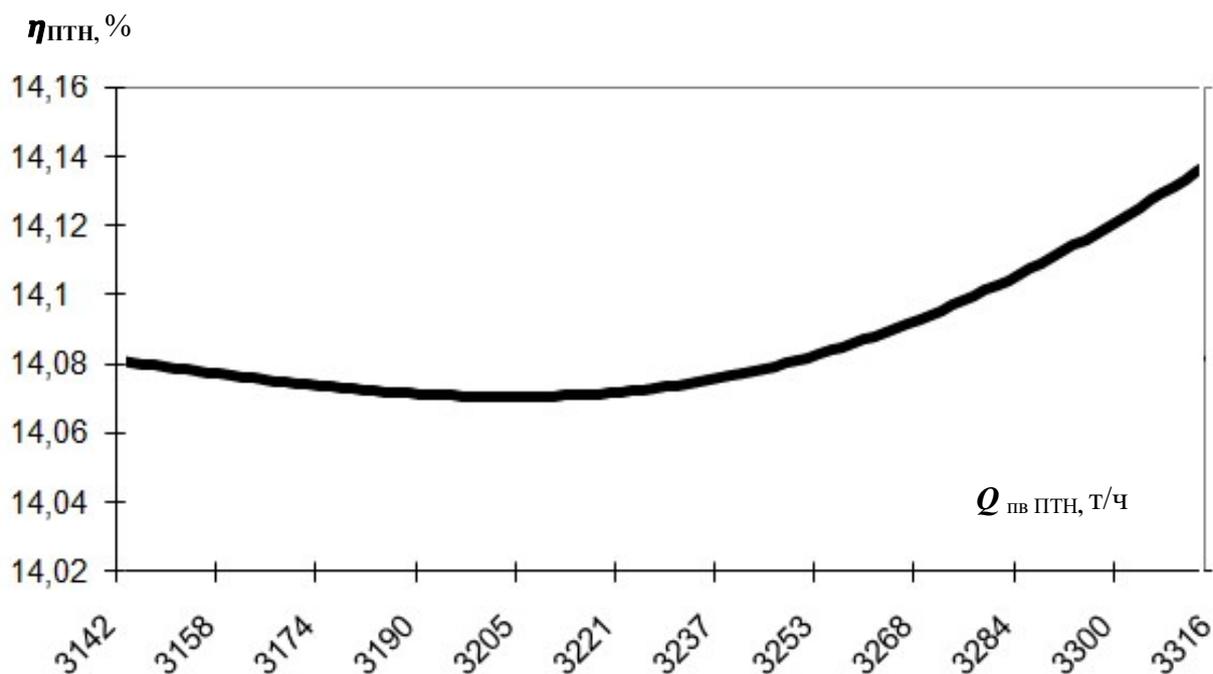


Рисунок 3.32. Зависимость изменения КПД ПТН при изменении расхода питательной воды, перекачиваемой питательным насосом

Также были определены параметры, характеризующие точность работы нейросетевой модели относительно реальных значений (таблица 3.14).

Таблица 3.14

Характеристики нейросетевой модели ПТН №1 по определению КПД	
Наименование	Значение
Среднеквадратичное отклонение	0,006 %
Средняя абсолютная ошибка	0,19 %
Минимальная абсолютная ошибка	$7,15 \times 10^{-5}$ %
Максимальная абсолютная ошибка	1,04 %
Коэффициент корреляции	0,86
Погрешность работы модели, %	$\pm 1,6\%$

Обучение нейросетевой модели происходило в процессе 50 000 итераций, но уже на 5000 итерации значение среднеквадратичного отклонения опустилось ниже 0,01 (рисунок 3.33).

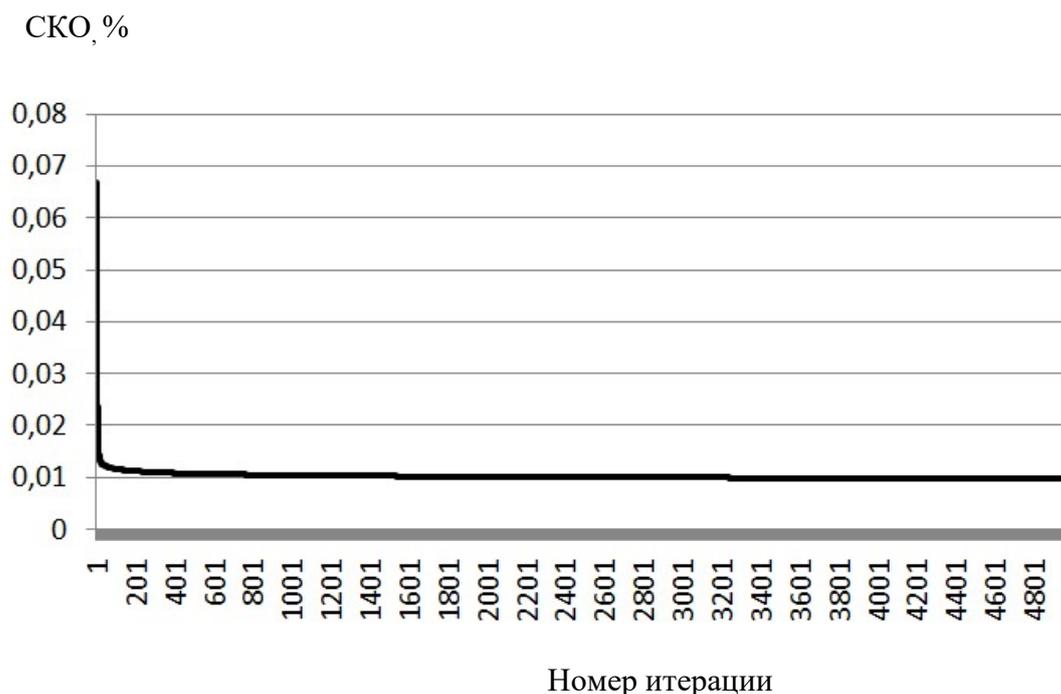


Рисунок 3.33. Зависимость среднеквадратичного отклонения вычисления нейросетевой модели от числа итераций, задействованных в процессе обучения

Таким образом, наибольшим влияние на термодинамический коэффициент полезного действия питательного турбонасоса обладает величина расхода пара на приводную турбину и подача питательного насоса. Кроме того, значительное изменение величины КПД происходит при изменении давления пара за регулирующим клапаном приводной турбины, напора питательного насоса, а также температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор приводной турбины.

Исходя из проведенного анализа зависимостей КПД от характеристик на соответствие реальным физическим явлениям и процессам (рисунки 3.26 – 3.32), а также, получив погрешность работы нейросетевой модели в  $\pm 1,6\%$ , что значительно меньше погрешности датчиков замера параметров, можно сделать вывод, что построенная модель определения эффективности эксплуатации насоса пригодна для анализа и прогнозирования работы ПТН в различных эксплуатационных режимах.

### 3.6.2. Разработка и тестирование нейронной сети определения удельного расхода тепловой энергии брутто на работу питательного турбонасоса

Нейросетевая модель по своей архитектуре схожая с моделью п. 3.6.1 построена для определения удельного расхода тепловой энергии брутто на приводную турбину питательного турбонасоса в расчете на килограмм питательной воды.

Корреляция такой модели составила 98%, что подтверждается графиком зависимости на рисунке 3 34.

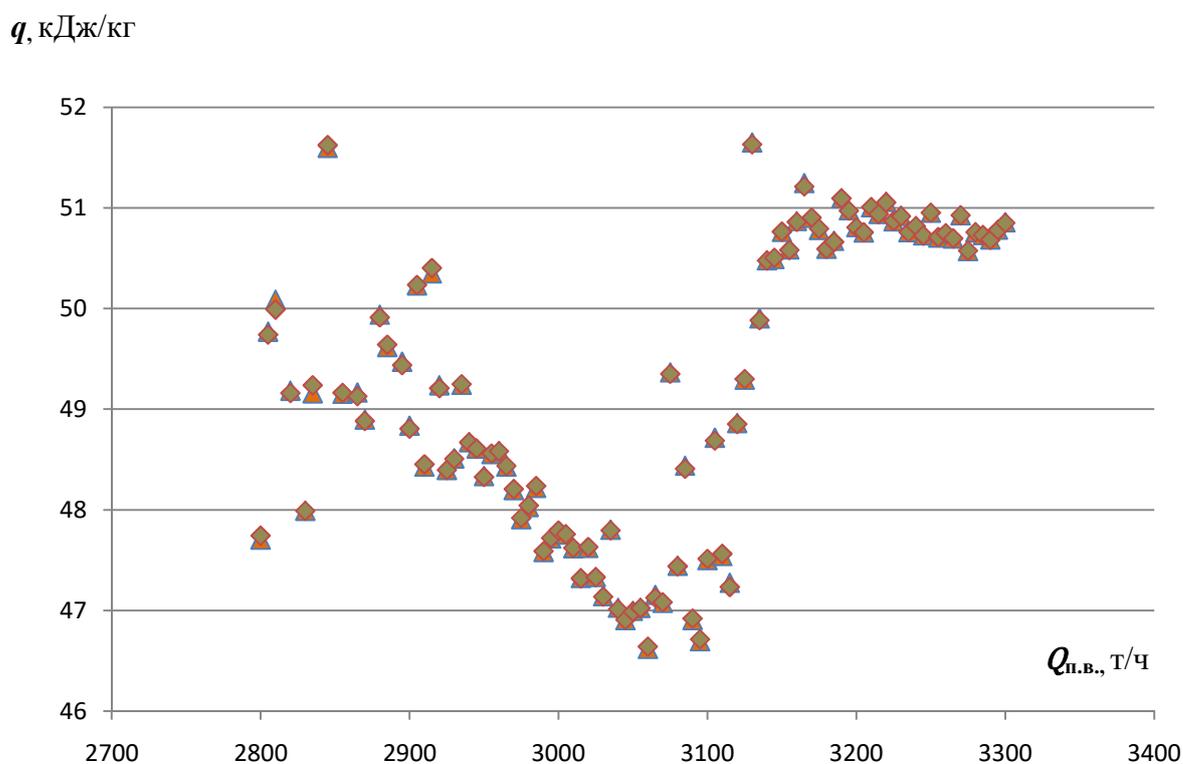


Рисунок 3.34. Влияние изменения расхода питательной воды на удельный расход тепловой энергии брутто на работу приводной турбины: обозначения – те же, что на рисунке 3.23

Данный характер зависимости влияния расхода питательной воды на удельный расход тепловой энергии брутто на приводную турбину ПТН объясняется резким увеличением напора питательного насоса (рисунок 3.35) при снижении давления питательной воды на входе в бустерный насос (рисунок 3.36).

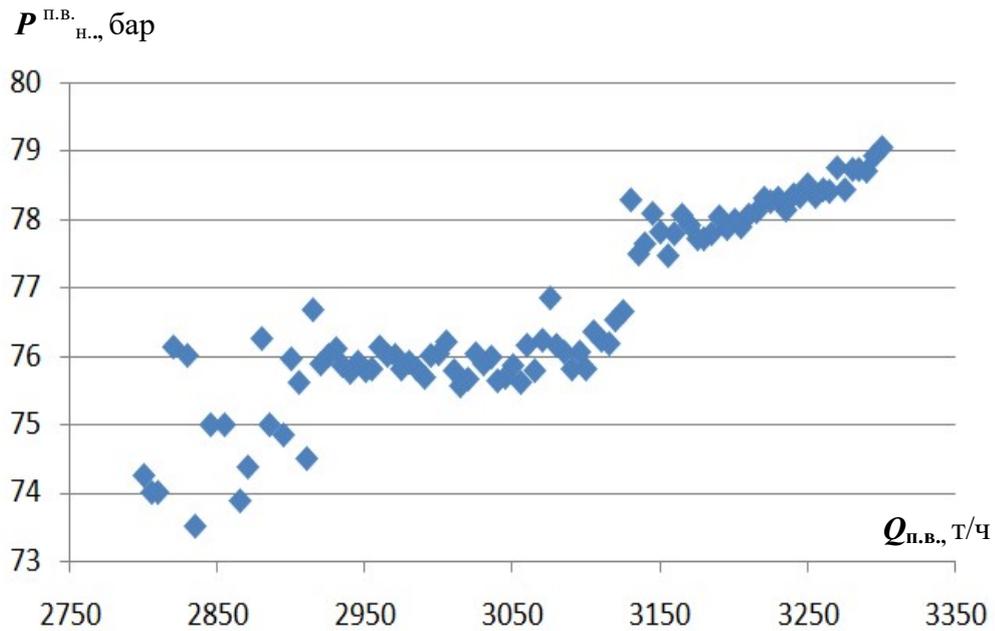


Рисунок 3.35. Зависимость напора питательного насоса от расхода питательной воды

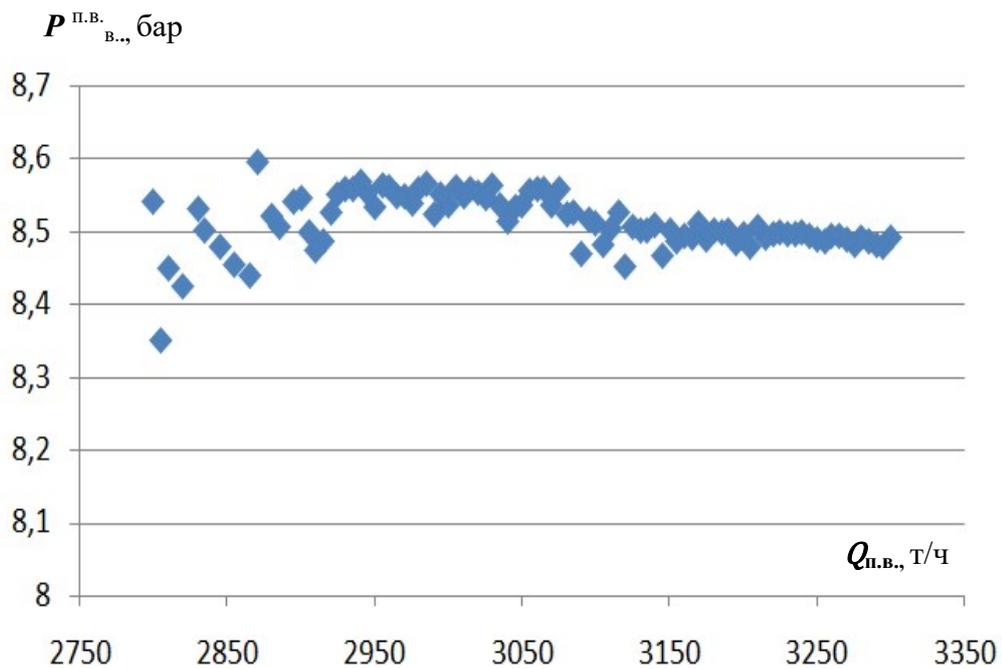


Рисунок 3.36. Зависимость давления на входе в бустерный насос от расхода питательной воды

Проводилось сравнение результатов работы нейросети по определению удельного расхода тепловой энергии брутто с фактической работой ПТН, аналогичное сравнению нейросети по определению КПД (рисунок 3.37).

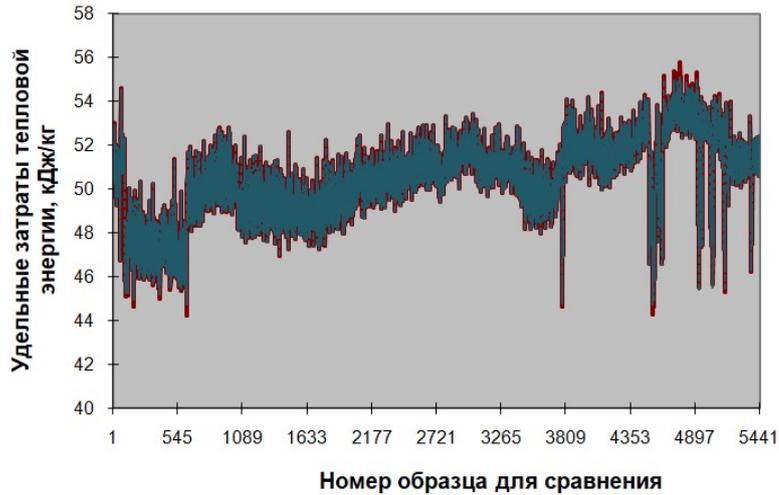


Рисунок 3.37. Сравнение результатов работы нейросетевой модели ПТН с его реальными данными: — реальное изменение удельных затрат тепловой энергии ПТН; — прогнозируемое измерение удельных затрат энергии ПТН нейросетевой моделью

Построена корреляционная диаграмма зависимости опытного и расчетного удельного расхода тепловой энергии брутто на приводную турбину ПТН, отражающая высокую степень корреляции результатов (рисунок 3.38).

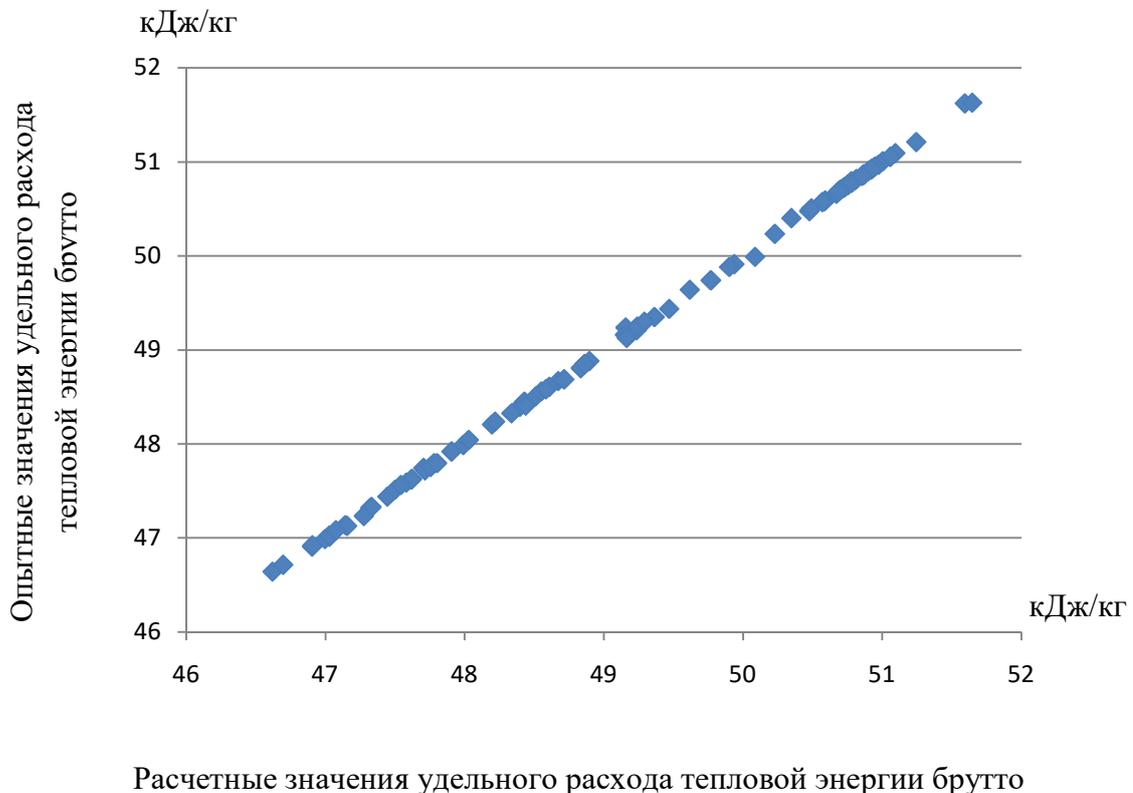


Рисунок 3.38. Корреляционная диаграмма зависимости опытного и расчетного расхода тепловой энергии брутто на приводную турбину ПТН

Определена степень влияния каждого параметра на удельный расход тепловой энергии брутто на приводную турбину ПТН (рисунок 3.39).

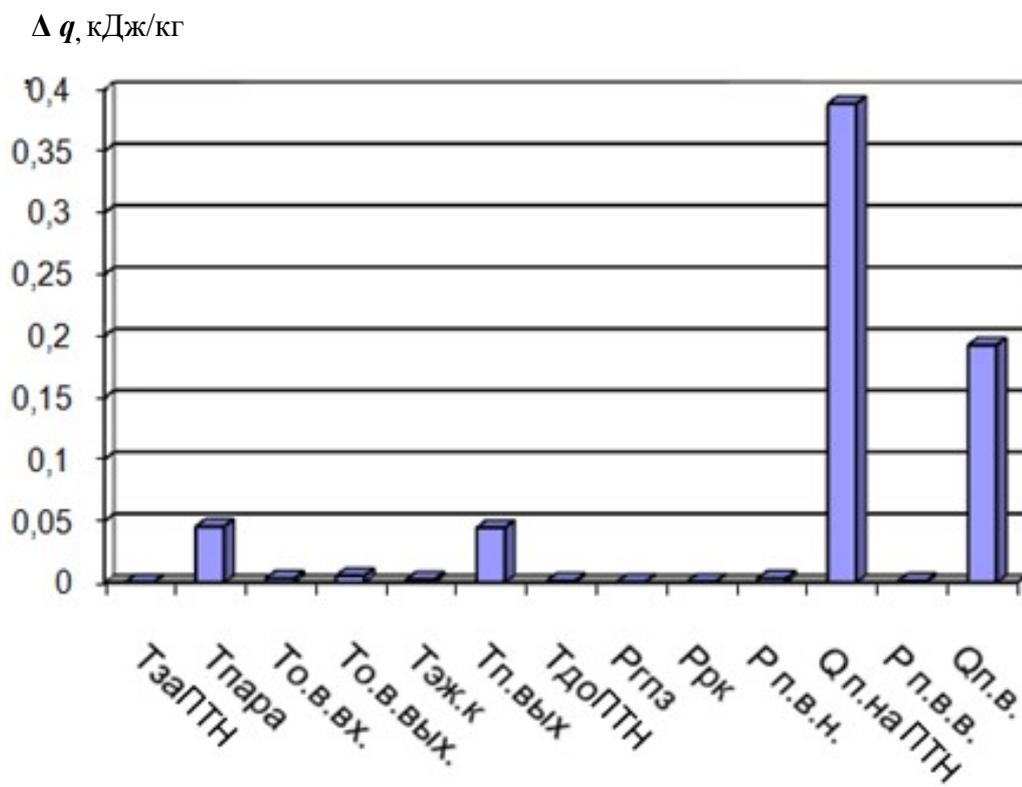


Рисунок 3.39. Влияние каждого термодинамического параметра на удельный расход тепловой энергии брутто приводной турбины ПТН

Наибольшим влиянием на значение удельного расхода тепловой энергии брутто на приводную турбину питательного насоса обладает величина расхода пара на приводную турбину и подача питательного насоса, что соответствует формуле 3.11. Температура подаваемого на турбину и температура отработавшего пара на выхлопе также оказывает заметное влияние на величину удельных затрат.

Влияние остальных параметров на удельный расход тепловой энергии брутто на приводную турбину питательного насоса незначительно и не превышает величину погрешности комплекса измерений.

Проведено исследование качественного влияния значимых параметров на удельный расход тепловой энергии, направляемый на работу ПТН (рисунки 3.40 – 3.43).

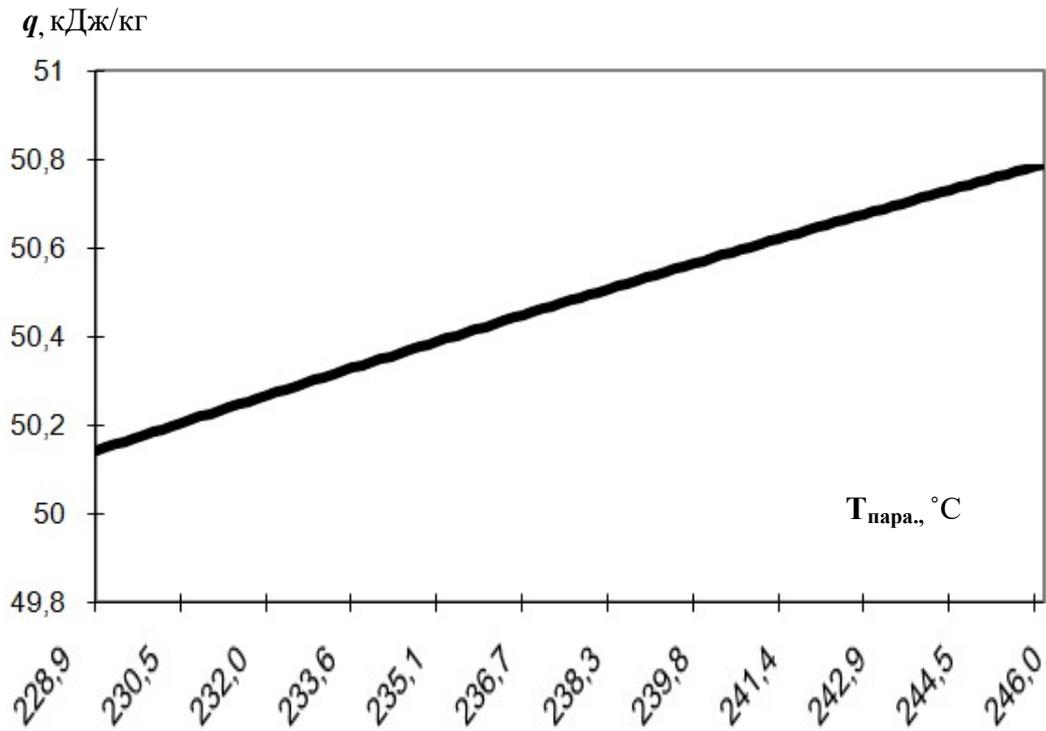


Рисунок 3.40. Зависимость изменения удельного расхода тепловой энергии брутто на приводную турбину ПТН при изменении температуры пара, подаваемого на ПТН

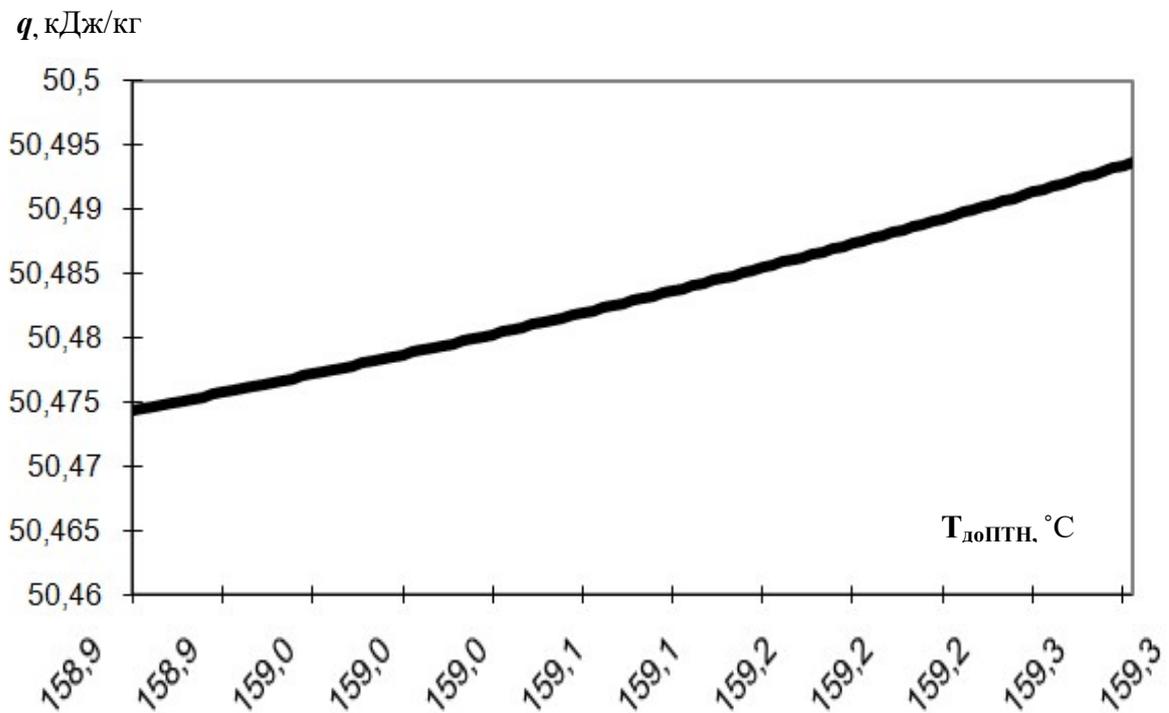


Рисунок 3.41. Зависимость изменения удельного расхода тепловой энергии брутто на приводную турбину ПТН при изменении температуры питательной воды на входе в бустерный насос

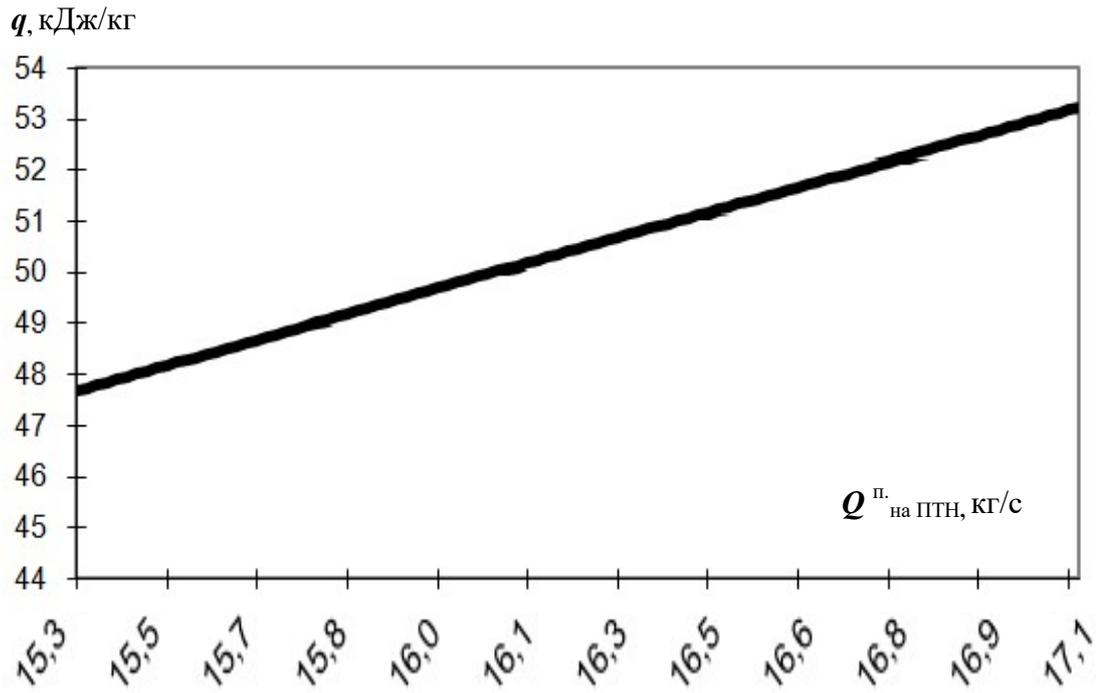


Рисунок 3.42. Зависимость изменения удельного расхода тепловой энергии брутто на приводную турбину ПТН при изменении расхода пара на приводную турбину

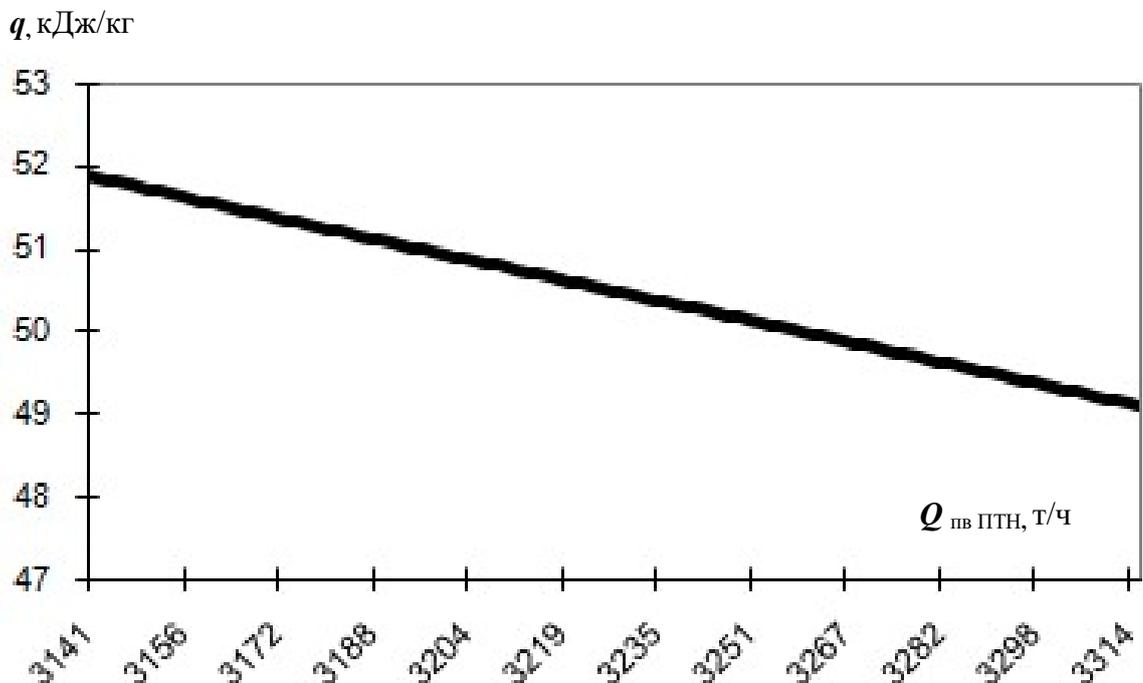


Рисунок 3.43. Зависимость изменения удельного расхода тепловой энергии брутто на приводную турбину ПТН от изменения расхода питательной воды, перекачиваемой ПТН

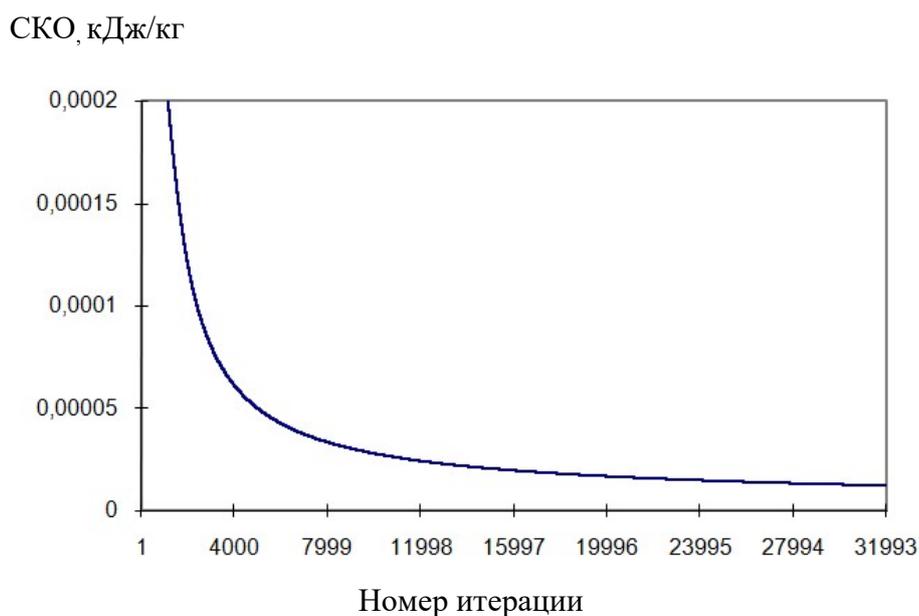
В таблице 3.15 представлены критерии, характеризующие работу нейросетевой модели по определению удельного расхода тепловой энергии брутто, отпускаемой на работу приводной турбины. Данная нейросеть отличается большей точностью и минимальной возможной погрешностью.

Таблица 3.15

**Характеристики нейросетевой модели ПТН №1 по определению удельного расхода тепловой энергии брутто на приводную турбину ПТН в расчете на 1 кг питательной воды**

Наименование	Значение
Среднеквадратичное отклонение	$4,93 \times 10^{-5}$ кДж/кг
Средняя абсолютная ошибка	$3,1 \times 10^{-3}$ кДж/кг
Минимальная абсолютная ошибка	$1,26 \times 10^{-7}$ кДж/кг
Максимальная абсолютная ошибка	0,16 кДж/кг
Коэффициент корреляции	0,98
Погрешность работы модели, %	$\pm 0,3\%$

Обучение нейросетевой модели происходило в процессе 40 000 итераций, причем уже после 4000 итерации значение среднеквадратичного отклонения опустилось ниже 0,0001 (рисунок 3.44).



**Рисунок 3.44. Зависимость среднеквадратичного отклонения вычисления нейросетевой модели удельного расхода тепловой энергии брутто на ПТН от числа итераций, задействованных в процессе обучения**

Исходя из проведенного анализа зависимостей удельного расхода тепловой энергии брутто от характеристик на соответствие реальным физическим явлениям и процессам (рисунки 3.36 – 3.47), а также получив погрешность работы нейросетевой модели в  $\pm 0,3\%$ , можно сделать вывод о соответствии полученной нейросетевой модели задачам, поставленным в рамках данного исследования.

Для верификации полученных нейросетевых моделей каждого ПТН также использовались данные по работе оборудования, не участвующие в процессе обучения нейронных сетей. Использовалась выборка объемом от 400 до 700 замеров за последние недели работы оборудования.

По итогам верификации полученных нейросетевых моделей, подтверждены все заявленные технические характеристики работы нейронных сетей, касаясь точности и качества результатов расчета. В 97% случаев экспериментальных расчетов эффективности работы ПТН полученные модели выдали корректный результат.

В итоге для каждого питательного турбонасоса получено по две нейронные сети, предназначенные для моделирования различных режимов эксплуатации ПТН с целью определения термодинамического КПД и удельного расхода тепловой энергии брутто, направляемой на работу приводной турбины питательного насоса.

### **3.6. Выводы по третьей главе**

Определены показатели эффективности работы четырех питательных турбонасосов электростанции. Построены модели работы ПТН методами множественного регрессионного анализа и с помощью технологии нейронных сетей. При этом выявлено, что нейросетевые модели более точно описывают работу питательных турбонасосов, обладают меньшей погрешностью и менее требовательны к первичной обработке исходных данных. Погрешность работы нейросетевых моделей не превышает  $\pm 2\%$ , что дает возможность их дальнейшего использования с целью повышения эффективности работы питательных турбонасосов АЭС.

Результаты исследований, изложенные в третьей главе, опубликованы в работах [71, 98, 104, 106, 107, 110, 112, 115, 121].

## ГЛАВА 4. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПИТАТЕЛЬНЫХ ТУРБОНАСОСОВ РЕЖИМНЫМИ И КОНСТРУКТИВНЫМИ СПОСОБАМИ

### 4.1. Определение эффективности работы питательного турбонасоса в одной эксплуатационной точке

Для удобства взаимодействия с полученными моделями создана специализированная программная оболочка, реализованная на языке программирования C#. Программная оболочка с подключенными к ней нейросетевыми моделями образует единый программный комплекс, предназначенный для анализа и повышения эффективности эксплуатации питательных турбонасосов.

Данный программный комплекс позволяет по заданному набору исходных эксплуатационных параметров, полученных со штатных контрольно-измерительных приборов электростанции, определить КПД и удельные затраты на работу питательного турбонасоса в заданном эксплуатационном режиме (рисунок 4.1)

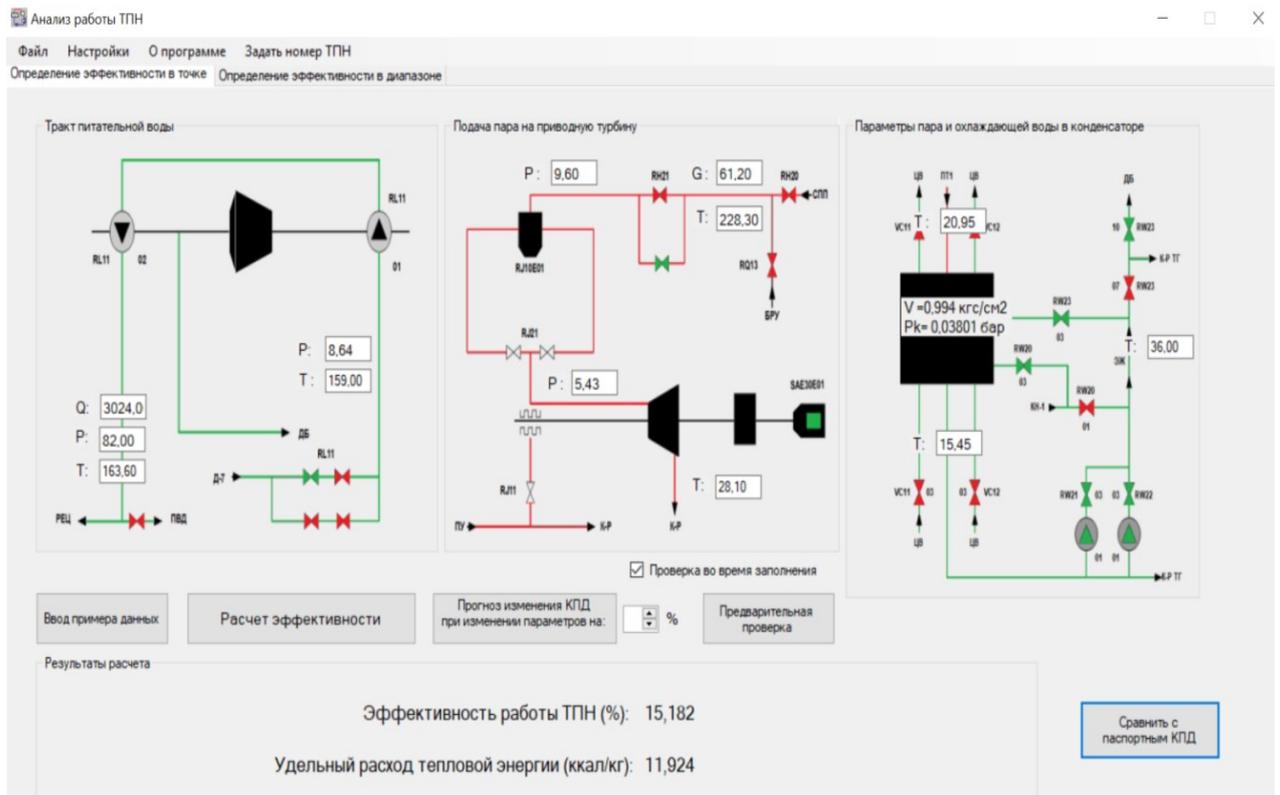


Рисунок 4.1. Главное окно программного комплекса по анализу и повышению эффективности работы питательных турбонасосов

Внешний вид рабочих окон программного комплекса повторяет схемы работы оборудования информационно-вычислительной системы электростанции.

#### 4.2. Сравнение результатов моделирования с паспортными характеристиками составных частей питательных турбонасосов

Полученные в ходе расчета данные можно сравнить с паспортными характеристиками основных узлов ПТН (рисунок 4.2).

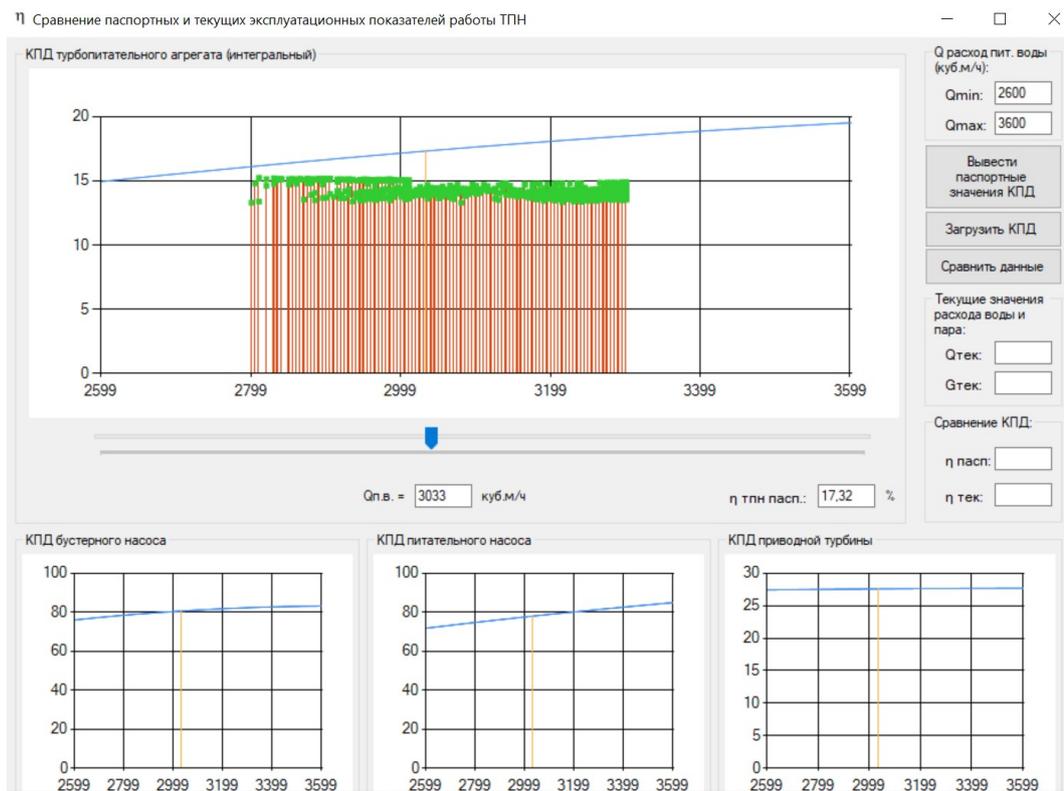
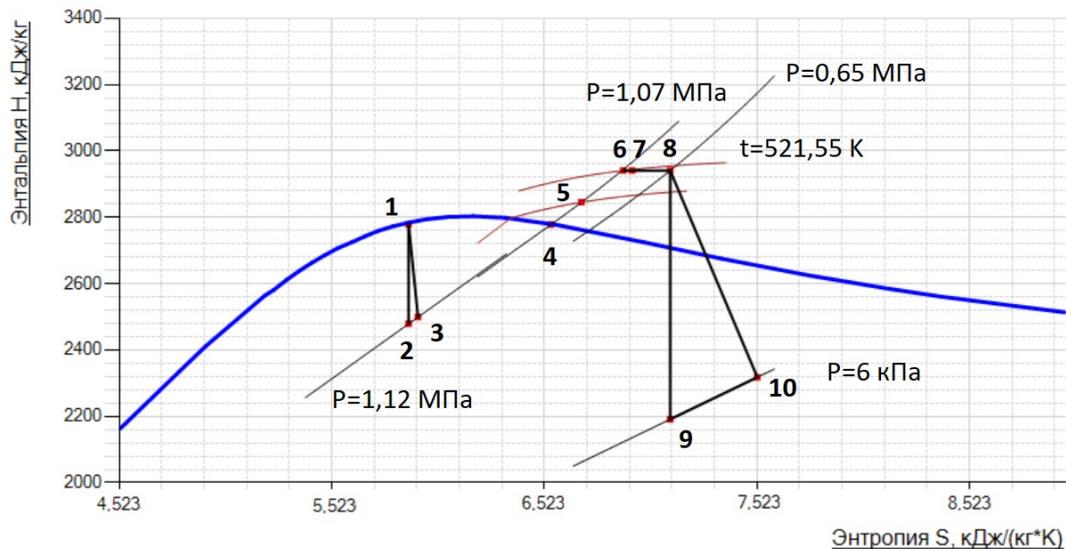


Рисунок 4.2. Сравнение результатов расчета с паспортными характеристиками работы основных узлов питательного турбонасоса

Зависимости изменения КПД от расхода питательной воды для бустерного и питательного насоса отражены в паспортах оборудования. Изменение КПД турбоустановки в зависимости от расхода питательной воды, перекачиваемой ПТН, или расхода пара, отпускаемого на работу приводной турбины при заданной подаче насосов, отсутствует в какой-либо справочной литературе. Поэтому для его определения потребовалось проведения ряда инженерных расчетов, включающих в себя ориентировочный и детальный расчет проточной части паровой турбины [80,81,82].

В рамках работы определена величина теплоперепада на приводную турбину, построен процесс расширения потока пара, проходящего через приводную турбину (рисунок 4.3)



**Рисунок 4.3.  $h$ - $s$  диаграмма расширения потока пара, проходящего через проточную часть приводной турбины:** 1-2 – идеальное расширение пара в цилиндре высокого давления энергетической турбины, 1-3 – действительное расширение пара в цилиндре высокого давления энергетической турбины; 3-4 – сепарация потока пара в выносном сепараторе, 4-5 – перегрев потока пара в первой ступени пароперегревателя, 5-6 – перегрев потока пара во второй ступени пароперегревателя, 6-7 потери энергии пара при движении в трубопроводах к приводной турбине ПТН, 7-8 – потери на дросселирование пара в клапанах приводной турбины, 8-9 – идеальное расширение пара в приводной турбине, 8-10 действительное расширение пара в приводной турбине

В процессе ориентировочного расчета, размер и количество ступеней проточной части подбирались на основе информации, полученной из технической документации, сопровождающей эксплуатацию данного оборудования.

Цилиндр турбины однопоточный, состоящий из 10 ступеней. Отборы пара из турбины отсутствуют. По ходу движения рабочей среды величина корневого диаметра уменьшается. Закон изменения средних диаметров принят универсальным, с подбором настроечных коэффициентов для максимального соответствия размерам сопловых и рабочих аппаратов. В итоге, абсолютная погрешность размера высоты сопловой лопатки последней ступени в выходной плоскости составила менее 3 мм, при высоте сопла более 350 мм (рисунок 4.4).

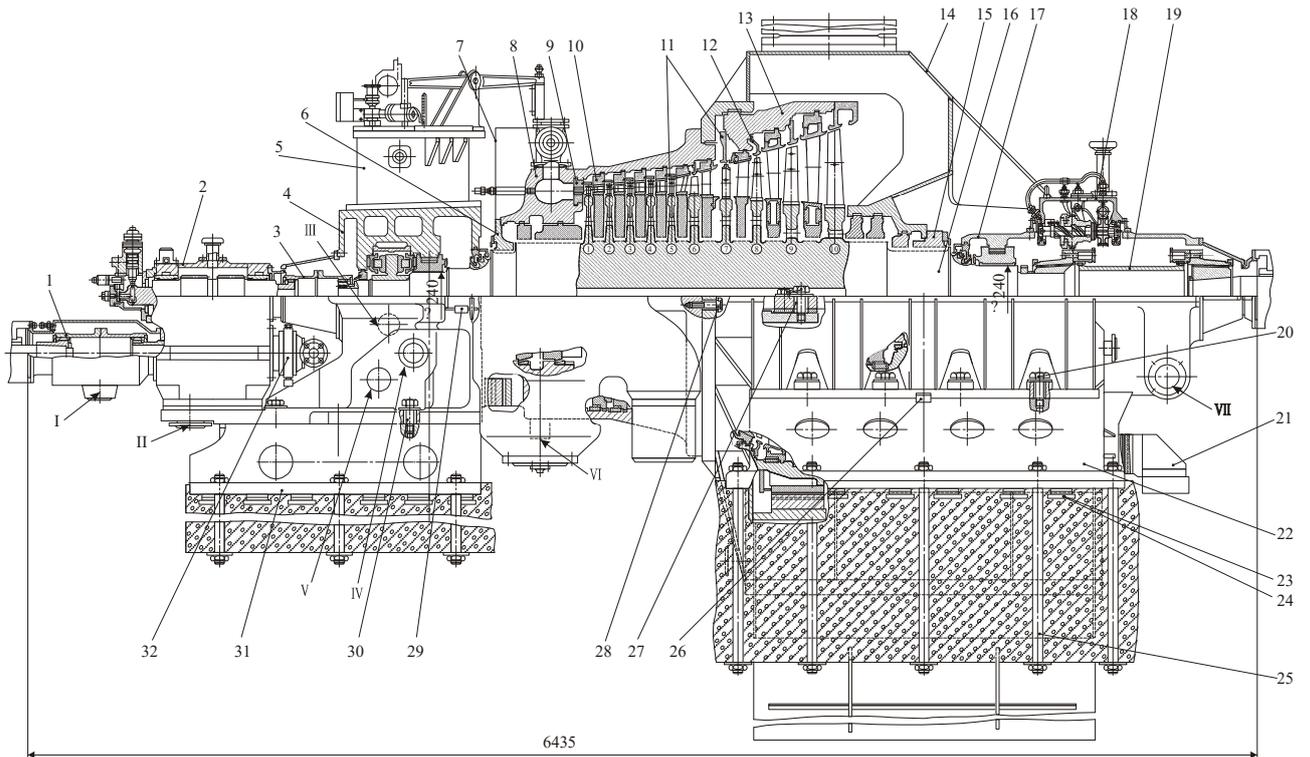


Рисунок 4.4. Турбина приводная ОК-12А: I – Слив масла из кожуха муфты, II – Слив масла из редуктора, III – Подвод масла к переднему подшипнику, IV – Напорное масло после МНПТ, V – Слив масла на всас МНПТ, VI – Отбор пара из переднего уплотнения в регулятор уплотнения, VII – Слив масла из заднего подшипника; 1 – Муфта сварная, 2 – Редуктор, 3 – Муфта, 4 – Подшипник передний, 5 – Блок регулирования, 6 – Уплотнение переднее, 7 – Обшивка, 8 – Корпус (передняя часть), 9 – Сегмент сопел, 10 – Диафрагма сварная, 11,12 – Щит паровой, 13 – Корпус внутренний, 14 – Корпус (выхлопная часть), 15 – Уплотнение заднее, 16 – Ротор, 17 – Подшипник задний, 18 – Валооборотный механизм, 19 – Муфта, 20 – Болт специальный, 21 – Шпонка специальная, 22 – Плита фундаментная задняя, 23 – Прокладка клиновья, 24 – Прокладка, 25 – Шпилька фундаментная, 26 – Шпонка, 27 – Болт специальный, 28 – Болт, 29 – Шпонка, 30 – Болт дистанционный, 31 – Плита фундаментная передняя, 32 Насос – регулятор.

Далее проведен детальный расчет проточной части, с определением более чем 100 гидравлических, тепломеханических, технико-экономических параметров для каждой ступени проточной части. Однако в ходе выполнения данного этапа в соответствие с инженерными методиками привносится ряд допущений. Например, коэффициенты потерь, возникающих при обтекании реальных сопловых и рабочих решеток конечных размеров, определяются по универсальным номограммам.

Информация по типу сопловых и рабочих решеток, а также метод их профилирования по высоте, недоступны для широкого круга лиц. Поэтому,

данные характеристики подбирались исходя из критериев максимальной эффективности в условии заданного диапазона частоты вращения ротора. Был определен относительный лопаточный коэффициент полезного действия каждой турбинной ступени, внутренний относительный КПД каждой ступени, а также мощность, развиваемая цилиндром. При нахождении относительного лопаточного КПД по номограммам определены потери в сопловом и рабочем аппарате, а также потери с выходной скоростью. Внутренний относительный КПД включает в себя помимо относительного лопаточного коэффициента полезного действия потери от влажности пара, потери от трения диска о пар, потери от утечки пара через периферийные и диафрагменные уплотнения. Отдельно были учтены потери пара через передние и заднее концевое уплотнения цилиндра.

Анализ на соответствие результатов расчета существующей турбоустановки также проводился на основе сравнения расчетной развиваемой мощности с паспортными характеристиками. Полученная величина мощности цилиндра составила 11 423 кВт, при паспортном значении 11 680 кВт, таким образом, относительная погрешность результатов по данному параметру составляет 2,2%.

Все полученные в ходе детального расчета результаты справедливы для базового режима работы турбины, при постоянной частоте вращения ротора.

Однако для данной приводной турбины рабочий диапазон частоты вращения ротора колеблется от 2800 до 3600 об/мин. Для исследования изменения внутреннего относительного КПД приводной турбины в зависимости от величины нагрузки ПТН проведен анализ работы цилиндра при различной частоте вращения ротора, с изменением расхода пара через проточную часть [83, 84, 85].

В ходе расчетов на переменные режимы работы турбины выявлено изменение внутреннего относительного КПД от 77,3 до 82,6%.

Определение значения термического КПД для данной турбоустановки затруднено в силу того, что процесс преобразования энергии потока пара, проходящего через приводную турбину, частично реализуется в цилиндре высокого давления энергетической турбины, после прохождения которого, водяной пар поступает на осушку в выносном сепараторе и две ступени парового

перегрева и далее направляется к конденсационной приводной турбине. Конденсат от приводной турбины направляется в цикл регенерации энергетической турбины. Получение характеристик работы всего оборудования, участвующего в процессе переноса и преобразования тепловой энергии термодинамического цикла, а также соединение всех их воедино представляет собой сложную задачу с подбором многих неизвестных. По паспортным характеристикам работу оборудования термический КПД рассматриваемого цикла составляет 34%. В рамках данного исследования примем полученное значение за условно постоянную величину.

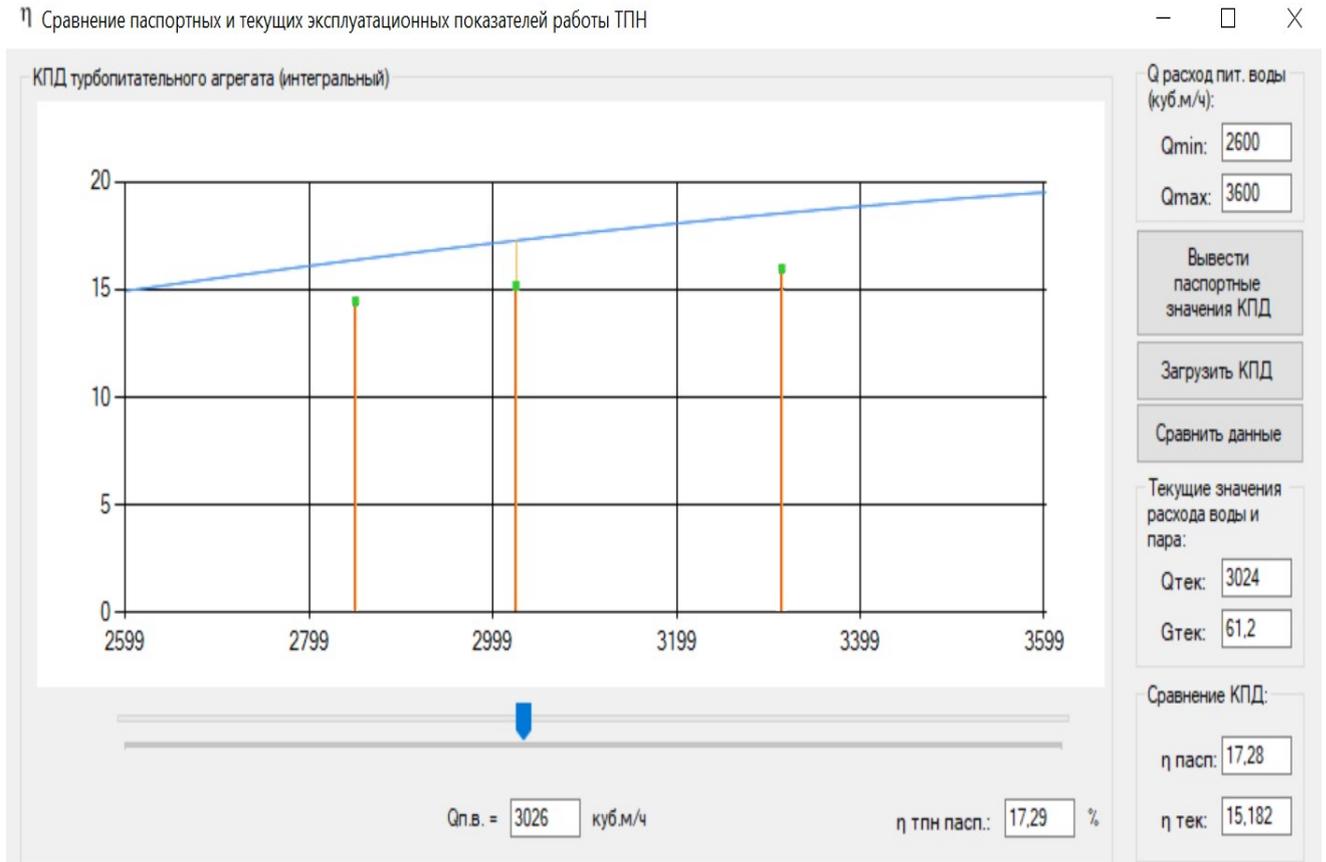
По справочной литературе определен механический КПД паровой турбины с подшипниками скольжения, варьирующийся от 92,3 до 98,1% в зависимости от частоты вращения [86].

В итоге, полученный путем инженерного расчета результирующий КПД турбоустановки питательного насоса варьировался в диапазоне от 24,3% до 27,6%. Данная информация была внесена в разработанный программный комплекс в виде кривых изменения КПД как ПТН в целом, так и отдельных агрегатов от изменения расхода питательной воды через турбонасос.

Нейросетевые модели, построенные на основе реальных эксплуатационных параметров, позволяют не только отойти от необходимости проведения всех объемных инженерных расчетов по известным методикам с рядом допущений, но и учесть особенности эксплуатационных условий каждого отдельно питательного турбонасоса, включая износ и старения конструкционных материалов. Как отмечалось ранее, при классическом подходе к определению критериев эффективности работы турбоустановки, ряд параметров определяется из допустимого диапазона изменения параметра (отношение скоростей на ступень, угол установки профиля и т.д.) или по номограммам (коэффициенты потерь при обтекании решеток, влияние потерь от влажности, трения, определение потерь от утечек через диафрагменные, корневые и периферийные уплотнения в зависимости от размера и формы прямоочных и лабиринтовых уплотнений). В

силу этих факторов, нейронные сети позволяют получить более точный результат при меньших временных и трудовых затратах.

На рисунке 4.5 проведено сравнение характеристики ПТН, полученной в результате расчета известными инженерными методами, с результатом работы нейросетевой модели питательного турбонасоса №1.



**Рисунок 4.5. Наложение точечных результатов работы нейросетевой модели ПТН №1 на расчетную характеристику питательного турбонасоса в разработанном программном комплексе**

Определенные величины эффективности работы питательного турбонасоса, полученные методом нейросетевого моделирования меньше расчетных значений, полученных на основе паспортных данных для трех точек исследования (таблица 4.1). Данное явление объясняется старением агрегатов, находящихся в работе более 30 лет, а также возможным присутствием неэффективной эксплуатации исследуемого оборудования в заданный период.

**Точки сравнения работы нейросетевой модели ПТН с соответствующими расчетными характеристиками оборудования**

№ п/п	Параметр	Точка 1	Точка 2	Точка 3
1.	Температура питательной воды за питательным насосом (перед группой подогревателей высокого давления), °С	163,6	164,2	163,4
2.	Температура пара направляемого на приводную турбину питательного насоса, °С	241,5	240,9	242,4
3.	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 перед конденсатором приводной турбины, °С	14,5	13,4	14,1
4.	Температура охлаждающей воды поступающей от циркуляционного насоса №1 за конденсатором приводной турбины, °С	20,6	19,8	20,6
5.	Температура конденсата за эжекторами конденсатора приводной турбины, °С	35,55	35,25	35,55
6.	Температура пара на выхлопе приводной турбины, °С	27,9	27,8	28,5
7.	Температура питательной воды на всасе бустерного насоса, °С	159	159,4	159
8.	Давление пара за главной паровой задвижкой питательного турбонасоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	9,46 (0,93)	9,6 (0,94)	9,47 (0,94)
9.	Давление пара за регулирующим клапаном приводной турбины питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	3,87 (0,34)	4,38 (0,43)	5,04 (0,49)
10.	Давление питательной воды на напоре питательного насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	76 (7,45)	78,75	78,5 (7,7)
11.	Расход пара на приводную турбину питательного турбонасоса, т/ч (кг/с)	53,2 (14,78)	56,1 (15,59)	58,8 (16,33)
12.	Давление питательной воды на входе в бустерный насос, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	8,37 (0,82)	8,4 (0,82)	8,22 (0,81)
13.	Расход питательной воды на напорной линии питательного насоса, т/ч (кг/с)	2840 (788,9)	3024 (840)	3324 (923,6)
14.	<i>КПД ПТН, определенный инженерными методами расчета, %</i>	16,48	17,28	18,57
15.	<i>КПД ПТН, методом нейросетевого моделирования, %</i>	14,89	15,18	15,91

Коэффициент полезного действия, определенный на основе паспортных характеристик оборудования обычно выше реальных значений действующего оборудования, что связано с расчетом этих характеристик для нового оборудования в идеализированных условиях эксплуатации. Данное явление подтверждается сравнением работы нейросети, созданной на основе эксплуатационных параметров, снятых непосредственно при работе ПТН с его инженерными расчетами на основе заводских характеристик по работе турбонасоса.

### **4.3. Определение технически обоснованного нормативного расхода тепловой энергии брутто на ПТН и повышение эффективности эксплуатации питательных турбонасосов методом нейросетевого моделирования**

Для удобства обработки больших массивов данных предусмотрена загрузка и выгрузка информации из комплекса в файлы формата .xls, .xlsx. Объем загружаемого для обработки данных файла ограничен лишь временем вычисления заданных параметров. В результате данной обработки вычисляется значение потребляемой энергии на работу приводной турбины для каждой вводимой точки эксплуатации, коэффициент полезного действия и удельные затраты тепловой энергии собственных нужд энергоблока на перекачку одного килограмма питательной воды. Рассчитывается интегральное значение затрат энергии за загруженный промежуток времени и определяется наиболее эффективный режим эксплуатации. Данная информация полезна при первичном анализе качества работы ПТН.

Несмотря на то, что в процессе каждого вычисления программный комплекс параллельно работает с двумя нейросетевыми моделями, скорость вычисления для персонального компьютера следующей конфигурации не превышает 2 секунд для 100 исследуемых точек: двухядерный процессор Intel Core2Duo E4700 и 2 Гб оперативной памяти, с 32-разрядной операционной системой Windows 7 профессиональная. Занимаемый в процессе обработки информации объем оперативной памяти варьируется от 10 до 28 Мбайт.

Таким образом, быстрдействие работы программного комплекса, а также незначительный по современным меркам объем занимаемой оперативной памяти способствуют использованию разработанного приложения для оперативного решения задач в процессе нормальной эксплуатации энергоблока, а также при проведении ремонтов и модернизации питательных турбонасосов.

Также предусмотрена возможность исследовать изменение КПД и удельного расхода тепловой энергии брутто, отпускаемой на работу приводной турбины питательного турбонасоса при изменении эксплуатационных параметров в заданном диапазоне (рисунок 4.6).

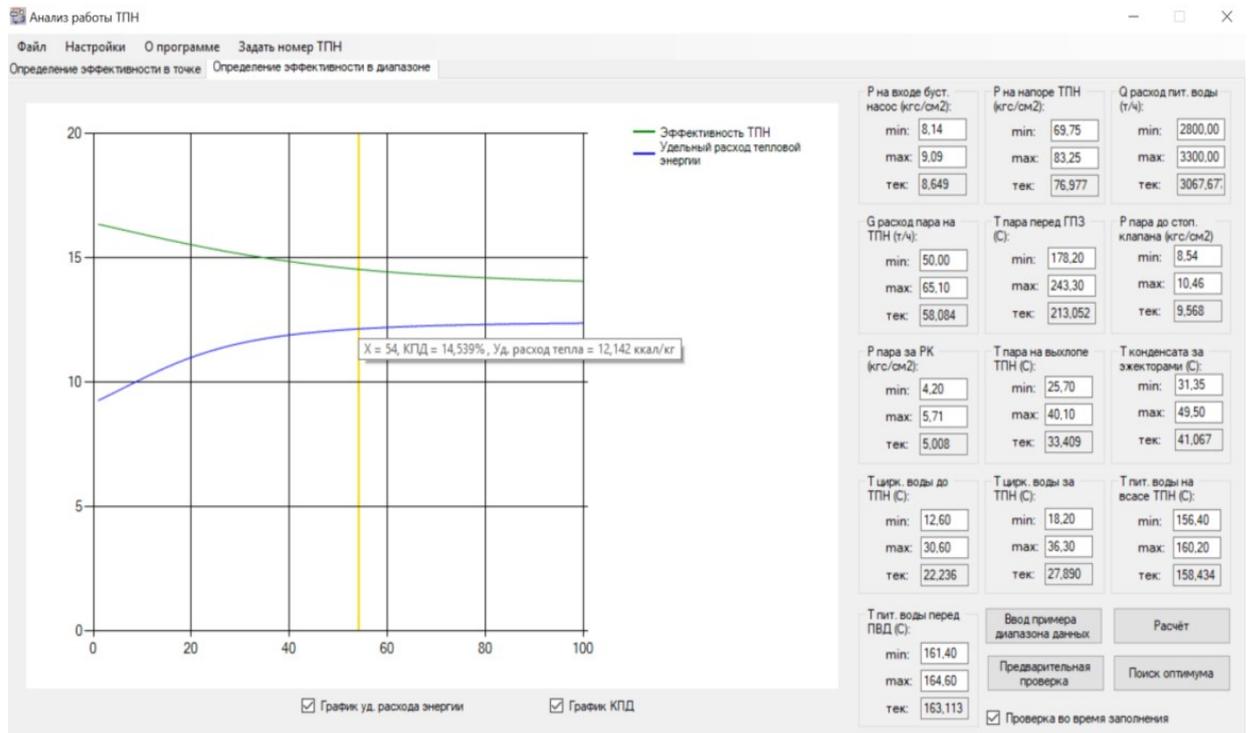


Рисунок 4.6. Исследование изменения целевых функций нейросетевых моделей в зависимости от изменения эксплуатационных параметров

Данная функция полезна при поиске наиболее оптимального набора значений эксплуатационных параметров, при котором питательный турбонасос работает с наибольшей эффективностью. На основе анализа опыта эксплуатации исследуемых ПТН, выявлена возможность прямого либо косвенного влияния на следующие параметры:

- расход пара на работу приводной турбины,
- расход питательной воды, пропускаемой через ПТН,
- температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора приводной турбины,
- температура пара на выхлопе приводной турбины,
- давления питательной воды на напоре насоса.

Воздействие на остальные параметры возможно лишь при грубом вмешательстве в работу другого оборудования энергоблока. Данный вопрос имеет более высокий уровень трудоемкости и не рассматривается в рамках текущей работы, хоть и является перспективным.

Влияние на расход питательной воды и напор, развиваемый ПТН, также ограничено потребностями энергетической турбины в каждой конкретной

эксплуатационной ситуации, поэтому были установлены ограничивающие диапазоны, связывающие между собой значение расхода питательной воды, перекачиваемой через ПТН, расхода пара, отпускаемого на приводную турбину, давление пара в отборе на турбонасос и давление после дросселирования в регулирующем клапане.

Диапазон изменения варьируемых параметров представлен в таблице 4.2.

Таблица 4.2

### Диапазон изменения варьируемых параметров

Расход питательной воды (кг/с)	Расход пара, кг/с		Давление пара после РК, Па		Температура пара на выхлопе приводной турбины, °С		Давление на напоре питательного насоса, бар	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
916.67	14.69	17.86	392264	559957	26.7	40	73.55	81.64
888.89	14.92	17.25	449142	541324	28.5	37.9	73.55	79.68
861.11	13.92	16.22	403051	489349	27.4	37.6	73.30	76.25
833.33	13.92	16.31	397167	502098	27.3	37.8	73.55	76.98
805.56	13.94	15.00	405993	464833	27.4	37.1	73.55	75.27

Далее строится оптимизационная задача по определению глобального минимума. Данная задача может быть решена как методом перебора параметров, так и известными методами численной оптимизации: метод покоординатного спуска, случайного поиска, симплекс-метод, методы «роевого искусственного интеллекта» и другие [87-91]. Целью решения данной задачи является поиска такой комбинации эксплуатационных параметров, при которых питательный турбонасос работал с наибольшим КПД, потребляя при этом наименьший объем тепловой энергии.

Решение подобной задачи для каждого конкретного питательного турбонасоса в различных эксплуатационных условиях даст возможность определение технически обоснованного нормативного расхода тепловой энергии брутто на работу приводной турбины каждого ПТН.

В качестве демонстрации работы предложенного способа повышения эффективности на основе разработанной методики оценки приведен пример определения нормативного удельного расхода тепловой энергии брутто, отпускаемого на работу одного питательного турбонасоса, за исключением

моментов пуска и останова энергоблока, а также простоя оборудования при проведении планово-предупредительных ремонтов (рисунки 4.7 – 4.10). На основе созданных нейросетевых моделей для каждой точки эксплуатации определены режимы наиболее оптимальной работы оборудования, при которых затраты энергии собственных нужд блока были минимальны [92].

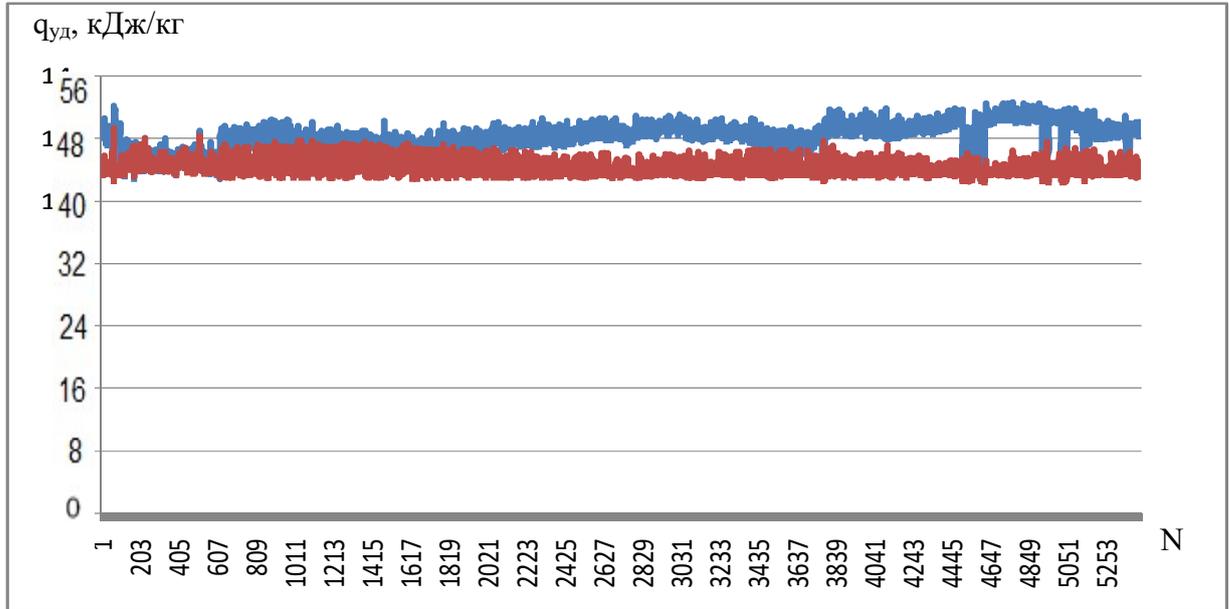


Рисунок 4.7. Изменение удельного расхода тепловой энергии брутто ПТН №1 за 12 месяцев эксплуатации: — реальные удельный расход тепловой энергии; — технически обоснованный нормативный удельный расход тепловой энергии

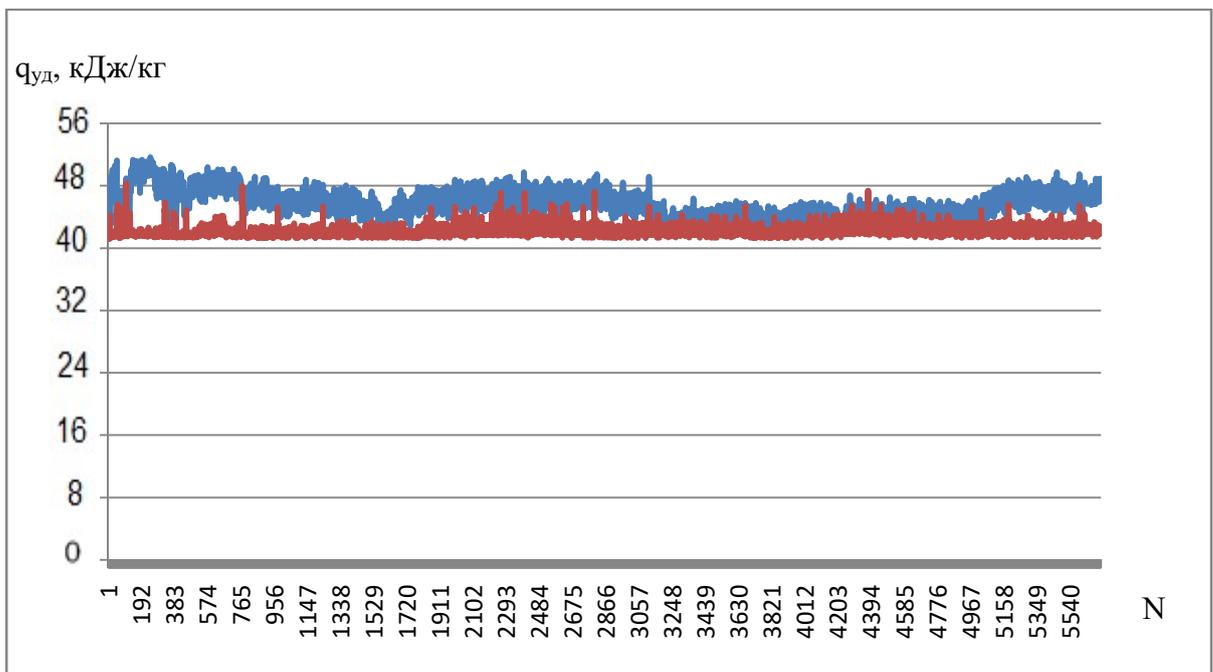


Рисунок 4.8. Изменение удельного расхода тепловой энергии брутто ПТН №2 за 12 месяцев эксплуатации: — реальные удельные затраты тепловой энергии; — технически обоснованные удельные затраты тепловой энергии

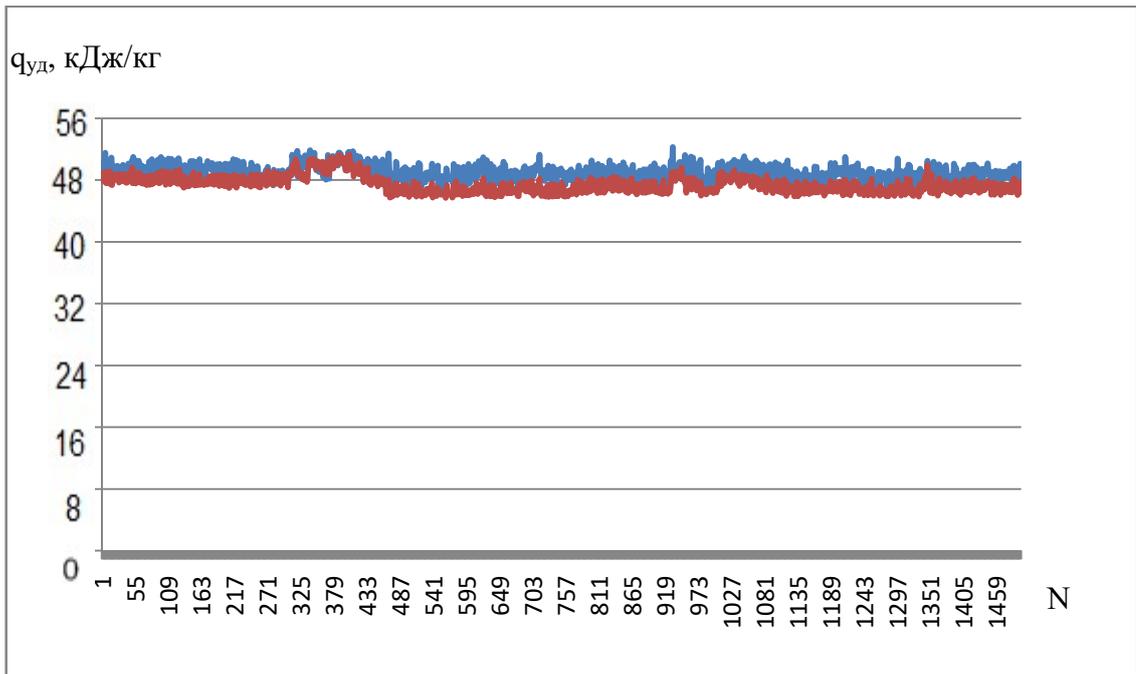


Рисунок 4.9. Изменение удельного расхода тепловой энергии брутто ПТН №3 за 9 месяцев эксплуатации: — реальные удельные затраты тепловой энергии; — технически обоснованные удельные затраты тепловой энергии

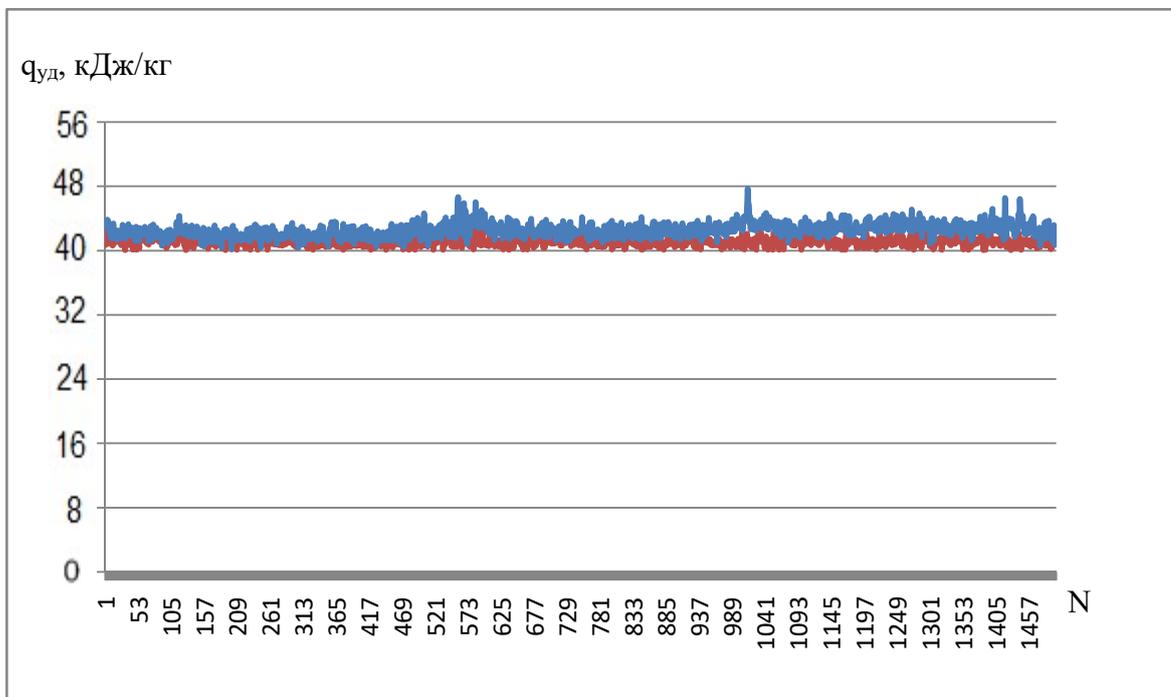


Рисунок 4.10. Изменение удельного расхода тепловой энергии брутто ПТН №4 за 9 месяцев эксплуатации: — реальные удельные затраты тепловой энергии; — технически обоснованные удельные затраты тепловой энергии

В результате анализа полученной информации по работе ПТН №1 определено:

- реальные затраты тепловой энергии на работу питательного турбонасоса составили 1 426 983 ГДж;
- теоретически возможные затраты тепловой энергии на работу питательного турбонасоса 1 306 369 ГДж;
- среднее снижение расхода пара на работу приводной турбины составить 4,24 т/ч (1,18 кг/с);
- при отводе избытков пара от питательного турбонасоса в энергетическую турбину энергоблока, среднегодовое увеличение мощности энергетической турбины составит 0,633 МВт (5,9% номинальной мощности приводной турбины).

В таблице 4.3 приведены общие значения реального и нормативного удельного расхода тепловой энергии брутто на работу исследуемых ПТН.

Таблица 4.3

**Результаты снижения удельного расхода тепловой энергии брутто за счет внедрения нейросетевой технологии**

<b>Оборудование</b>	<b>Средний реальный удельный расход тепловой энергии брутто на перекачку 1 кг воды, кДж/кг</b>	<b>Нормативный удельный расход тепловой энергии брутто на перекачку 1 кг воды, кДж/кг (изменение по сравнению с реальным удельным расходом)</b>
ПТН №1	50,46	46,23 (-8,4 %)
ПТН №2	47,7	44,18 (-7,4 %)
ПТН №3	54,68	51,92 (-5 %)
ПТН №4	45,27	43,01 (-5 %)

Питательные турбонасосы №1 и №2 работают параллельно на одном блоке электростанций, питательные насосы №3 и №4 работают параллельно на другом блоке электростанции. На основе полученной информации по удельному расходу тепловой энергии брутто на приводную турбину ПТН можно сделать вывод, что в случае разгрузки блока до 50% от номинальной мощности целесообразно оставить в работе ПТН №2 для первого блока и ПТН №4 для второго блока, так как они обладают большей эффективностью.

#### **4.4. Применение детерминированных моделей для повышения эффективности работы питательных турбонасосов**

Неросетевое моделирование позволяет реализовать анализ и повышение эффективности работы питательных турбонасосов влиянием на режимные параметры работы ПТН. Как было ранее отмечено в п. 2.1, увеличение эффективности работы исследуемого оборудования возможно также за счет внесения изменений в конструкцию морально устаревшее оборудование на основе модернизации используемых конструктивных решений современными методами анализа и оптимизации. В п. 3.2 рассмотрены потери энергии в различных компонентах питательного турбонасоса на основе паспортных характеристик оборудования. Как видно из проведенного анализа, значительные потери энергии возникают при дросселировании пара в регулирующем клапане приводной турбины. Оптимизация формы проточной части клапана при относительно малых капитальных затратах на замену пары седло-шток клапана способна увеличить эффективность работы питательного турбонасоса на 3-7%. Данное направление оптимизации в последнее время активно прорабатывается [93-97].

Так как исследуемая паровая турбина является приводной, ее работа рассчитывается на обеспечения нужд энергоблока по обеспечению напора и подачи питательной воды в парогенератор. В отличие от энергетической турбины, в приводных турбинах существуют режимы нормальной эксплуатации, при которых отпускаемый расход пара на работу турбины ограничивается не только пропускной способностью рабочих и сопловых лопаток, но и принудительно может быть снижен за счет уменьшения проходного сечения регулирующего клапана, при установившемся критическом течении пара. Таким образом, при степени открытия клапана, близкого к максимальному, дросселирование перегретого пара достигает 45,4% для достижения критического режима течения. При дальнейшем снижении давления за клапаном, максимальный расход пара на приводную турбину зависит только от площади проходного сечения

регулирующего клапана. При этом необходимо чтобы требуемый расход пара нормальной эксплуатации достигался при наименьшей степени дросселирования, при минимальных необратимых потерях энергии в клапане. Кроме того, это оказывает положительное воздействие на регулировочный диапазон клапана.

Для оценки величины гидравлических потерь при дросселировании пара в регулирующем клапане была построена и проанализирована трехмерная цифровая модель проточной части клапана с использованием современных систем инженерного анализа.

Турбина ОК-12А является конденсационной турбиной с дроссельным парораспределением, т.е. изменение расхода пара на турбину достигается за счет изменений проходного сечения в регулирующих клапанах. Так тип парораспределения сопровождается большими потерями от дросселирования пара в режимах частичной нагрузки.

При анализе эксплуатационных данных по работе ПТН выявлено понижение давления пара в регулирующих клапанах в диапазоне от 300 кПа до 500 кПа, при этом давление водяного пара перед системой регулирования варьировалось в диапазоне от 790 кПа до 970 кПа. Таким образом, в системе парораспределения приводной турбины ОК-12А теряется до 50% давления пара от начального, что понижается эффективность работы питательного турбонасоса в целом.

Для определения потерь, возникающих при течении водяного пара через регулирующий клапан, получены геометрические характеристики его проточной части из чертежей и научно-технической литературы. На основе данной информации построена трехмерная модель регулирующего клапана (РК) в программной среде SolidEdge (рисунок 4.11).

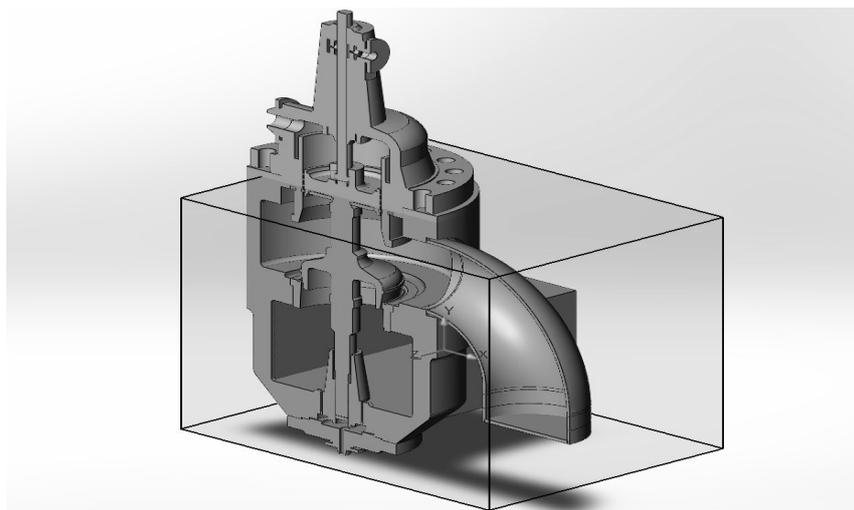


Рисунок 4.11. **Трехмерная модель регулирующего клапана приводной турбины ОК-12А**

Зазор между тарелкой клапана и седлом образует кольцевой диффузор с прямолинейной образующей. Данный тип геометрии проточной части широко распространен в насосном оборудовании, поршнях и клапанах агрегатов с рабочим телом в газообразном виде (рисунок 4.12).

Шток, при открытии клапана перемещается вверх вместе с тарелкой, увеличивая при этом проходное сечение для водяного пара, движущегося под действием разности давлений из верхней камеры клапана в нижнюю, откуда поступает в головную часть приводной турбины. Ход штока составляет 45 мм.

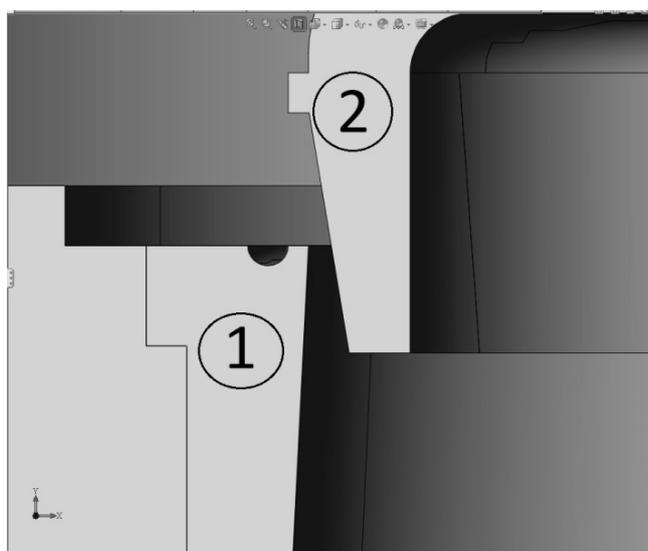


Рисунок 4.12. **Проходное сечение регулирующего клапана: 1 - седло клапана, 2 - тарелка клапана**

На основе данных, полученных в течение девяти месяцев непрерывной работы двух ПТН одного блока установлено, что расход через один РК изменялся в диапазон от 6 кг/с до 8,9 кг/с при изменении мощности энергоблока от 50% до 100% номинальной (таблица 4.4). На основе эксплуатационных данных была построена расходная характеристика клапана (рисунок 4.13).

Таблица 4.4

#### Параметры работы регулирующего клапана в различных режимах

№ Режима	Мощность энергоблока, %	Положение РК, мм	Расход через клапан, кг/с	Давление перед РК, кПа	Температура перед РК, К	Давление за РК, кПа	Температура за РК, К
1	70	26	6	956,0	453,2	355,9	434,3
2	75	29	6,5	944,8	453,2	396,6	435,7
3	80	32	7	948,2	453,2	418,9	436,6
4	85	35	7,5	952,1	463,2	473,0	449,4
5	90	40	8	940,0	515,2	485,1	506,6
6	95	43	8,5	953,1	515,2	508,9	507,2
7	100	45	8,9	948,9	515,6	522,0	507,9

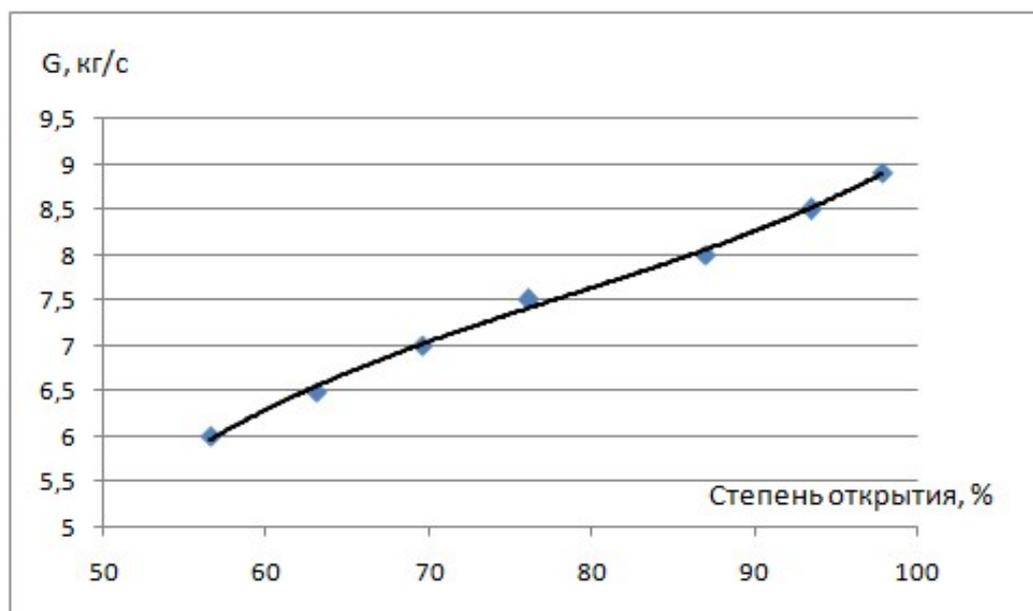


Рисунок 4.13. Расходная характеристика регулирующего клапана приводной турбины

Для каждого режима течения строилась своя расчетная модель. В качестве программного пакета для проведения расчета применен Ansys Fluent. Данный программный продукт позволяет эффективно работать с мелкой расчетной сеткой сложной геометрической конфигурации [98]. Геометрическая модель экспортировалась в Ansys Design Modeler для дальнейшей обработки и создания расчетной сетки (рисунок 4.14).

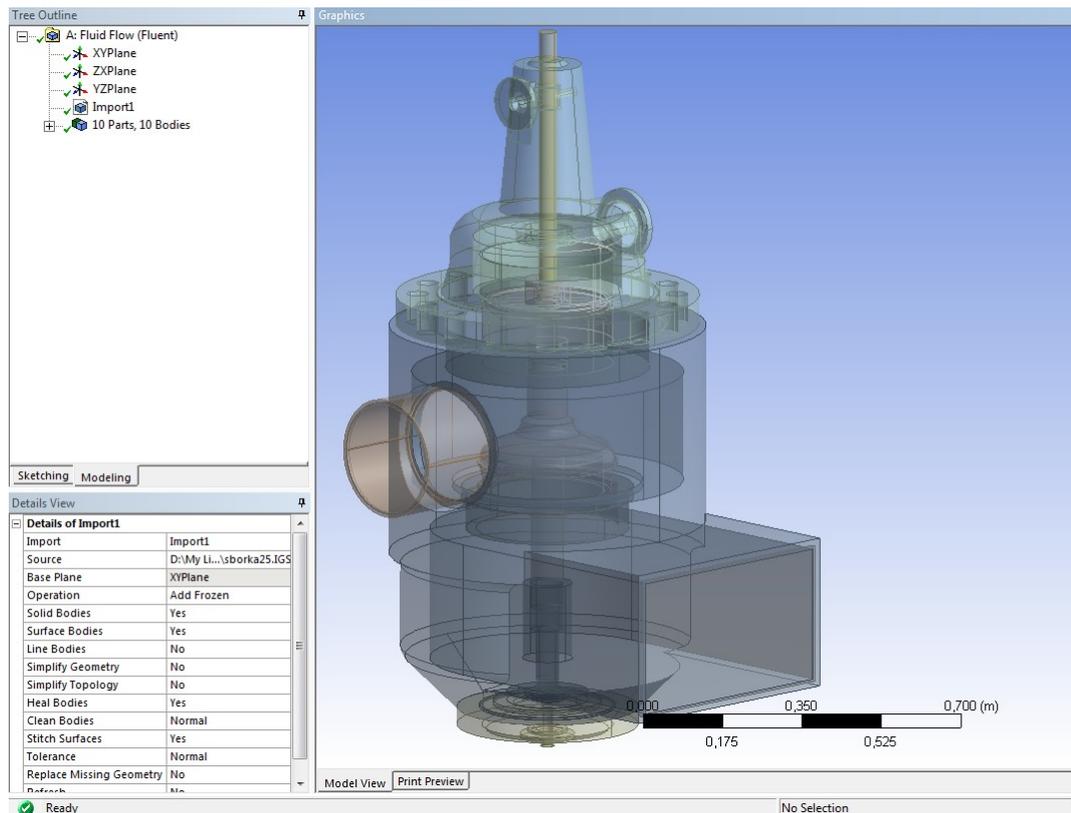


Рисунок 4.14. Расчетная модель клапана в Ansys Design Modeler

#### 4.4.1. Построение расчетной сетки

При построении расчетной сетки регулирующего клапана использовались различные геометрические характеристики элементов сетки с локальными настройками для различных геометрических областей. Применялись гексаэдрические элементы различных размеров для области с наименьшим проходным сечением и области диффузора клапана (рисунок 4.15).

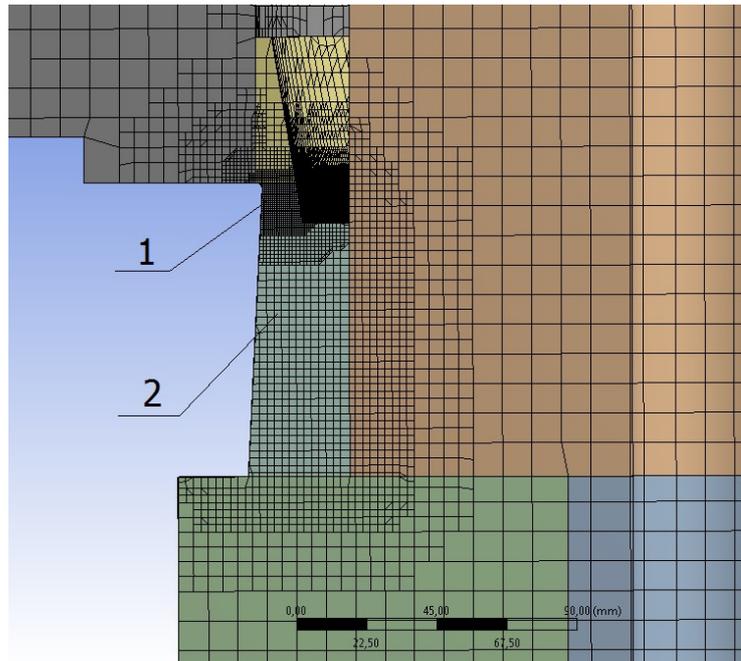


Рисунок 4.15. Расчетная геометрия с построенной сеткой: 1 – область с размером ячеек 0,5 мм, 2 – область с размером ячеек 2 мм

Суммарное число ячеек в режиме жесткого разбиения составляет 1 024 250. Режим жесткого разбиения позволяет избежать излишнего увеличения числа ячеек в области, где величина сетки не сказывается на результате расчета, так же сокращение числа ячеек приводит к сокращению времени расчета (рисунок 4.16).

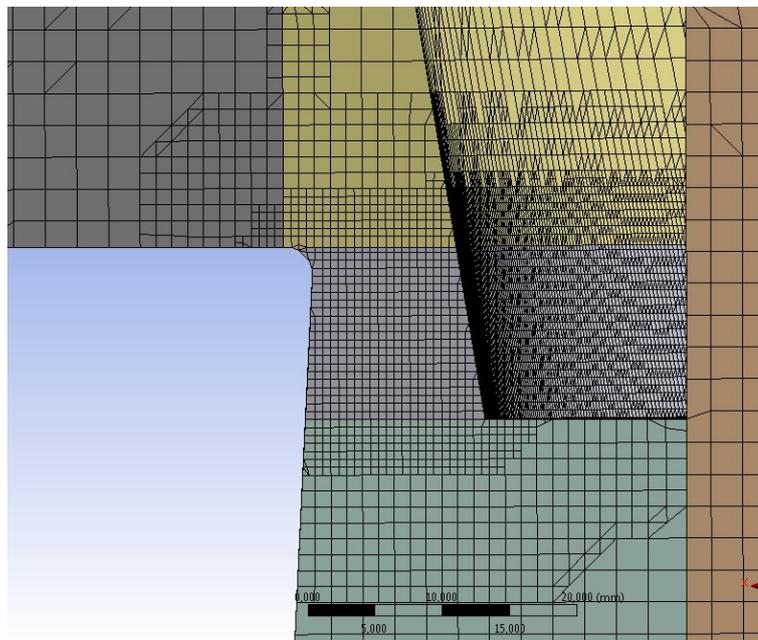


Рисунок 4.16. Расчетная сетка с применением жесткого режима разбиения ячеек

Также рассматривалась тетрагональная сетка, которую строит сеточный генератор по умолчанию (рисунок 4.17). Число элементов 736550. Применение этой сетки не привело к сходимости в решении, так как тетрагональная сетка является плохо подходящей для газодинамических расчетов и для получения хороших результатов с ней необходимо иметь мощный рабочий компьютер и достаточно мелкую сетку.

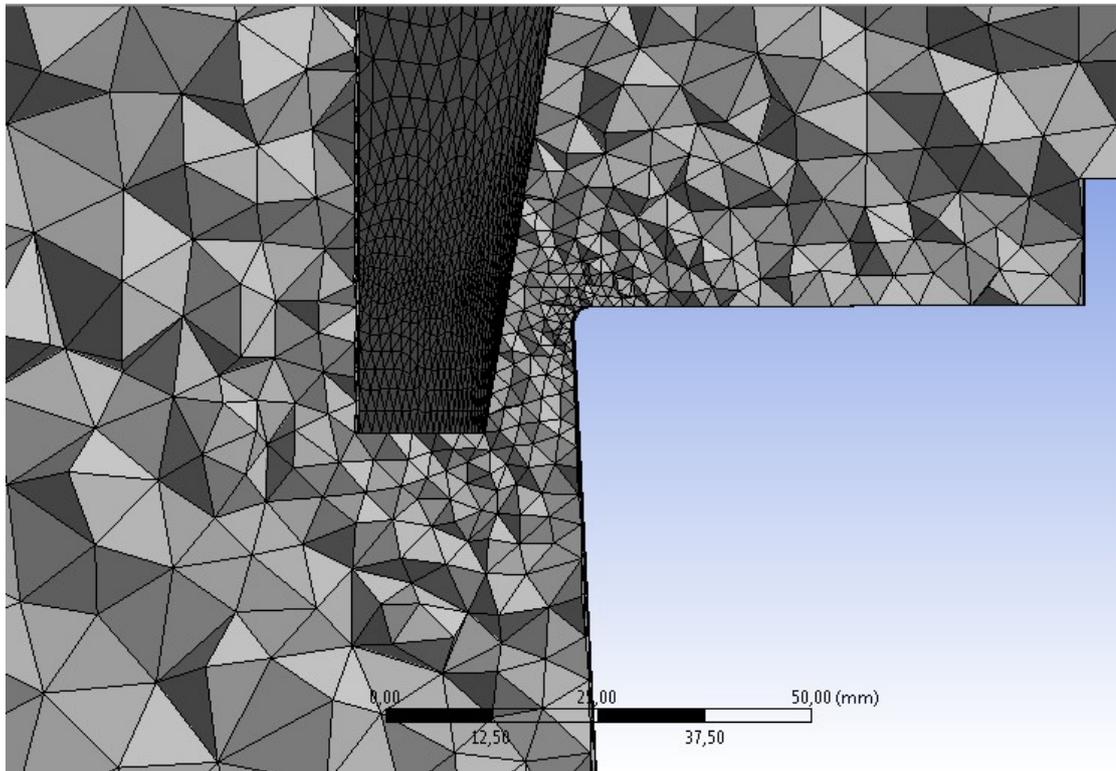


Рисунок 4.17. Тетрагональная сетка

Полиэдрическая сетка, которая строится на основе заранее сгенерированной тетрагональной сетки с число элементов 979232 является альтернативой гексаэдрической сетки (рисунок 4.18.). Применение данной сетки так же привело к сходимости решения, однако из-за недостаточности элементов в зазоре, получившаяся картина решения размыта. При этом невозможно как для гексаэдрической сетки получить желаемое количество ячеек в интересующей области из-за особенностей применяемых полиэдров, так как соседние элементы могут иметь разное число граней, и это количество определяется автоматически генератором и исследователь не может повлиять на него.

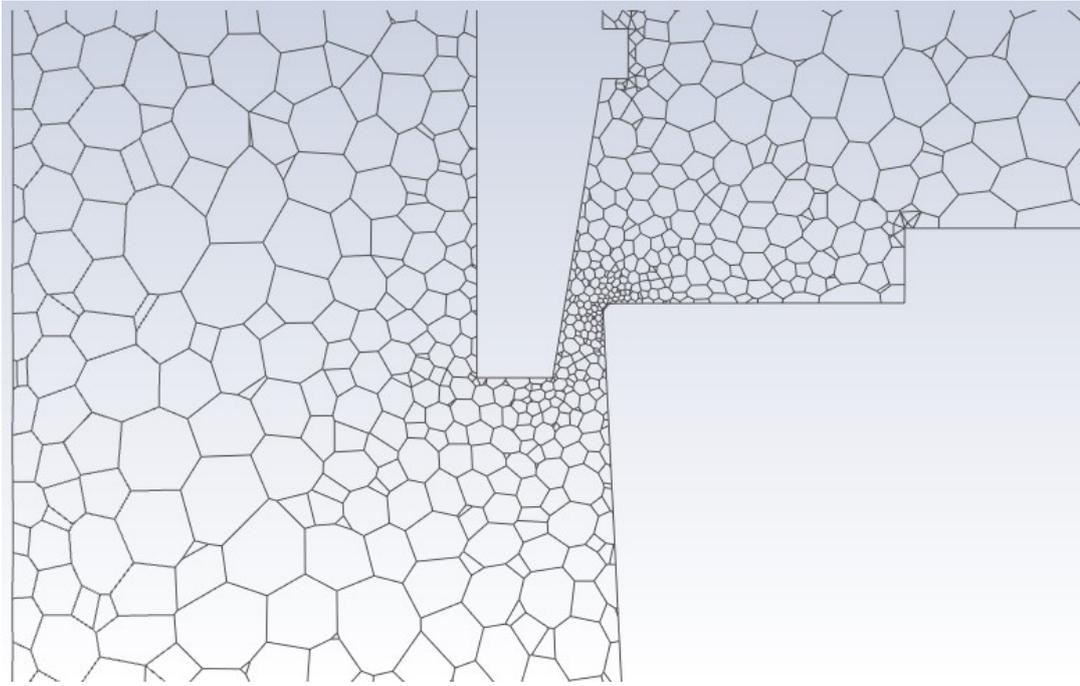


Рисунок 4.18. Полиэдрическая сетка

#### ***4.4.2. Настройки исходных данных для решения детерминированных моделей и результаты расчета прототипа***

При расчете были использованы уравнения баланса энергии и вязкости, а также уравнение неразрывности. Остальные уравнения не учитывались в силу малого влияния на теплогидравлический параметры. Например, взаимодействие тепловых потоков с окружающей средой не учитывалось в силу того, что реальный регулирующий клапан имеет массивную тепловую изоляцию, являясь при этом элементом статора приводной турбины. Таким образом, рассеивания тепла через корпус регулирующего клапана в окружающую среду не вносит значительного влияния в реальный процесс течения водяного пара через проточную часть.

В качестве модели для описания турбулентности выбрана базовая  $k-\omega$  модель Ментора.

Для описания свойств водяного пара использовалось модифицированное Суаве уравнение состояние реального газа Ридлиха-Квонга (формула 4.1)

$$F(\omega, T_r) = \frac{1}{T_r} [1 + (0,480 + 1,574\omega - 0,176\omega^2) \cdot (1 - T_r^{0,5})]^2 \quad (4.1)$$

где  $F(\omega, T_r)$  - функция усовершенствующая основное уравнение Ридлиха-Квонга,  $T_r$  – приведенная температура,  $\omega$  - фактор ацентричности Питцера.

Для использования уравнения Суаве-Ридлиха-Квонга введены следующие параметры:

- молекулярный вес (кг/кмоль) = 18,01534;
- критическая температура (К) = 647,14;
- критическое давление (Па) =  $2,2064 \cdot 10^7$ ;
- критический определенный объем ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ) = 0,003106;
- ацентрический фактор Питцера = 0,344.

В качестве граничных условий для рассматриваемых задач были выбраны следующие значения:

- массовый расход на входе в камеру регулирующего клапана;
- давление на выходе из регулирующего клапана.

Данное сочетание дает устойчивую сходимость решения задачи, параметры для расчета приняты из базы эксплуатационных данных.

Верификация моделей производилась на основе сравнения расчетного значения начального давления перед регулирующим клапаном с его значением, полученным в процессе эксплуатации ПТН (таблица 4.5).

Основные результаты для расчета режима течения с полностью открытым клапаном представлены на рисунках 4.19 – 4.22.

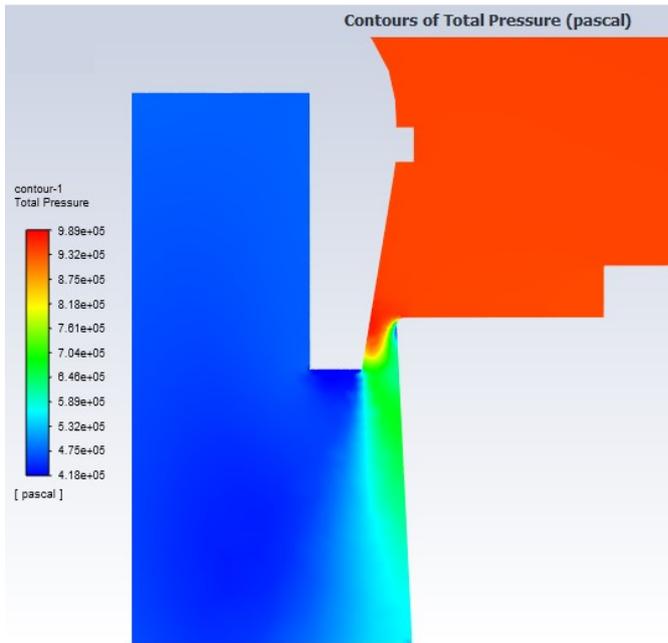


Рисунок 4.19. Распределение полного давления в объеме прототипа регулирующего клапана

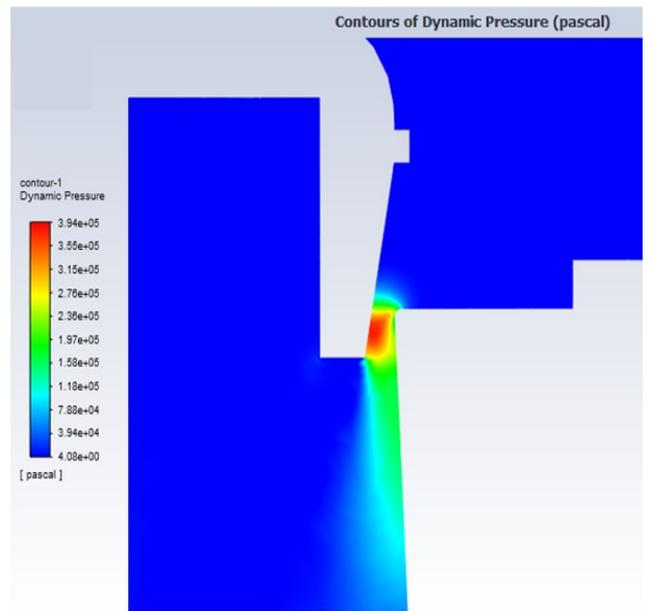


Рисунок 4.20. Распределение динамического давления в объеме прототипа регулирующего клапана

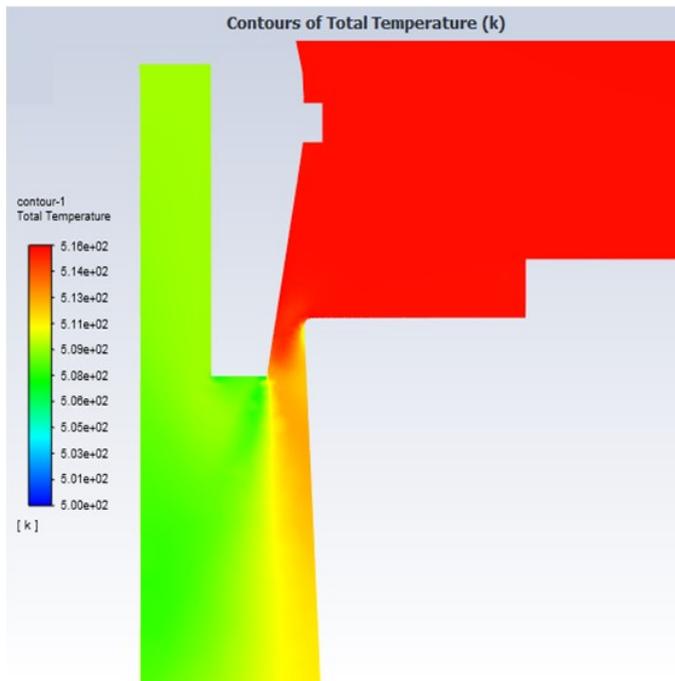


Рисунок 4.21. Распределение температуры в объеме прототипа регулирующего клапана

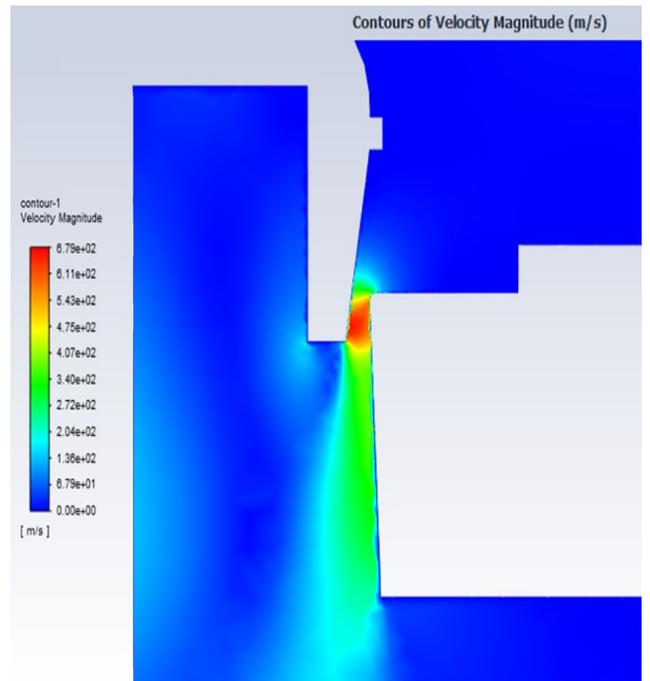


Рисунок 4.22. Распределение скорости в объеме прототипа регулирующего клапана

**Результаты верификации модели регулирующего клапана в различных режимах работы ПТН**

№	Расход пара через РК, кг/с	Источник значений	Давление на входе в клапан, кПа	Давление на выходе из клапана, кПа	Потери давления пара в клапане, %
1	6	Данные	956,0	355,9	62,8
		Расчет	955,0	354,5	62,9
2	6,5	Данные	944,8	396,6	58
		Расчет	943,6	393,2	58,3
3	7	Данные	948,2	418,9	55,8
		Расчет	947,1	417,9	55,9
4	7,5	Данные	952,1	473,0	50,3
		Расчет	950,1	470,9	50,4
5	8	Данные	940,0	485,1	48,4
		Расчет	938,1	483,7	48,4
6	8,5	Данные	953,1	508,9	46,6
		Расчет	951,6	507,1	46,7
7	8,9	Данные	948,9	522,0	44,8
		Расчет	947,0	519,3	45

В результате верификации моделей выявлено, что наибольшая погрешность определения давления на входе в регулирующий клапан составило 0,8%.

Во всех расчетных режимах течения пара через регулирующий клапан наблюдалось образование закритического течения. После прохождения критического сечения в диффузорной части седла клапана происходит восстановление давления, но при этом также наблюдается образование вихревых зон и повышение гидравлического сопротивления. Данное явление можно наблюдать на рисунке 4.22, когда общий поток пара при движении по диффузорной части клапана расширяется в направлении от седла с соответствующим вектором скорости.

#### 4.4.3. Совершенствование формы проточной части клапана

С целью снижения гидравлических потерь, возникающих при течении пара в диффузорной части клапана, предложен способ совершенствования его формы.

На основании рекомендаций [99,100] были созданы новые формы проточной части регулирующего клапана.

Первый вариант модификации седла регулирующего клапана заключается в применении проточек в месте предполагаемого отрыва пограничного слоя. Внося локальное возмущение в пристеночный слой потока пара, такая конструкция способствует нормализации общей картины течения и выравнивания скорости по всей длине диффузора. При попадании в области проточек поток пара тормозится с локальным повышением давления по аналогии с камерами концевых уплотнений паровых турбин.

Исследования показали наибольшую эффективность применения четырех проточек по высоте диффузорной части клапана с шагом 10 мм (рисунок 4.23). Ширина канала каждой проточки составляет 5 мм, глубина 3,5 мм.

В результате расчетов установлено, что в базовом режиме работы клапана минимальное давление в зазоре составляет 404 кПа, а в выходной камере – 657 кПа против 519 кПа прототипа (рисунки 4.24-4.25). Применение этой формы позволило снизить потери на выходе с 45% до 30,5 % в сравнении с прототипом.

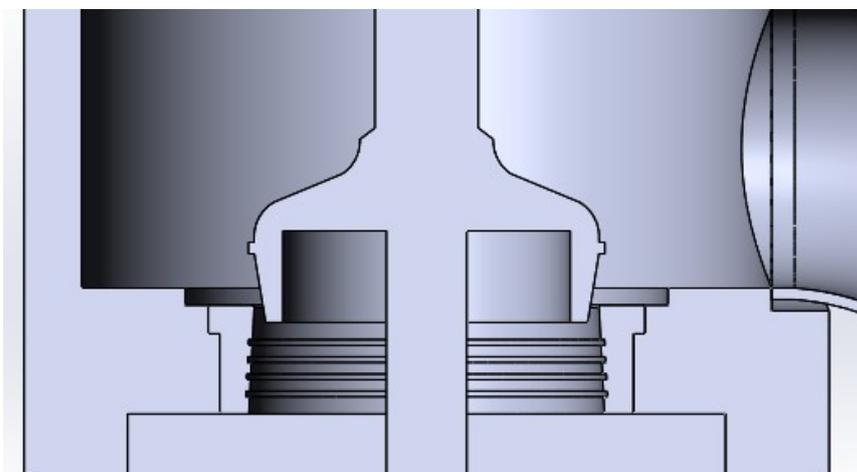


Рисунок 4.23. Применение четырех проточек для совершенствования регулирующего клапана

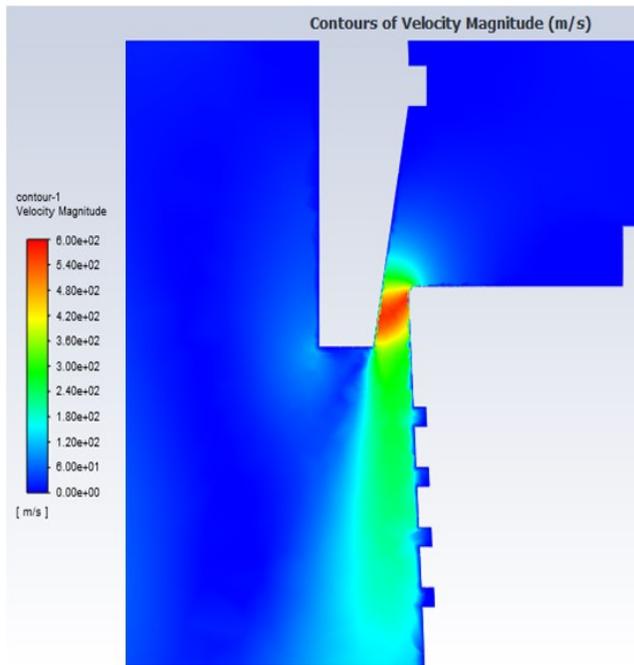


Рисунок 4.24. Распределение скорости в объеме регулирующего клапана с четырьмя проточками

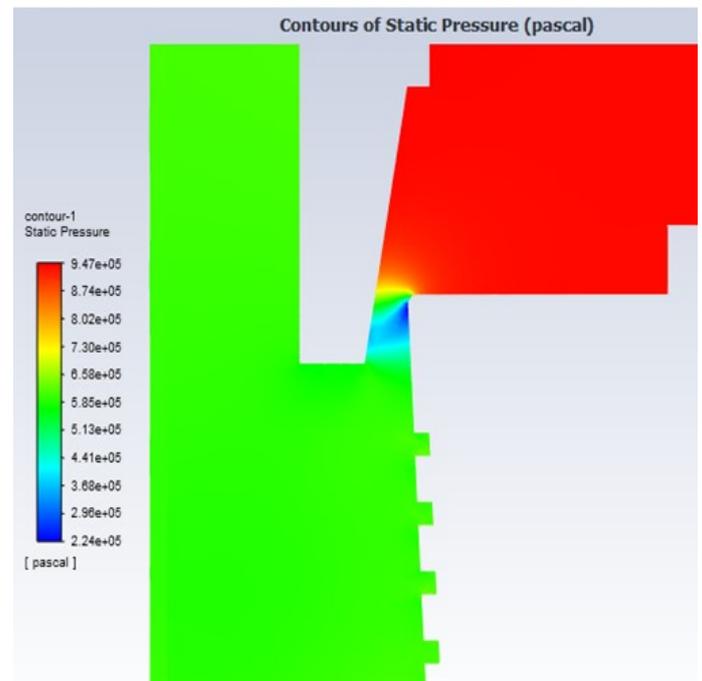


Рисунок 4.25. Распределение статического давления в объеме регулирующего клапана с четырьмя проточками

Была рассмотрена совершенствованная геометрия с увеличением угла раскрытия диффузора и добавлением радиальных ребер (рисунок 4.26). Угол увеличен с  $4^\circ$  до  $15^\circ$ . Добавлено 15 ребер толщиной 4 мм. Применение данных конструктивных изменений позволило повысить давление перед соплами первой ступени на 65 кПа (рисунки 4.27-4.28).

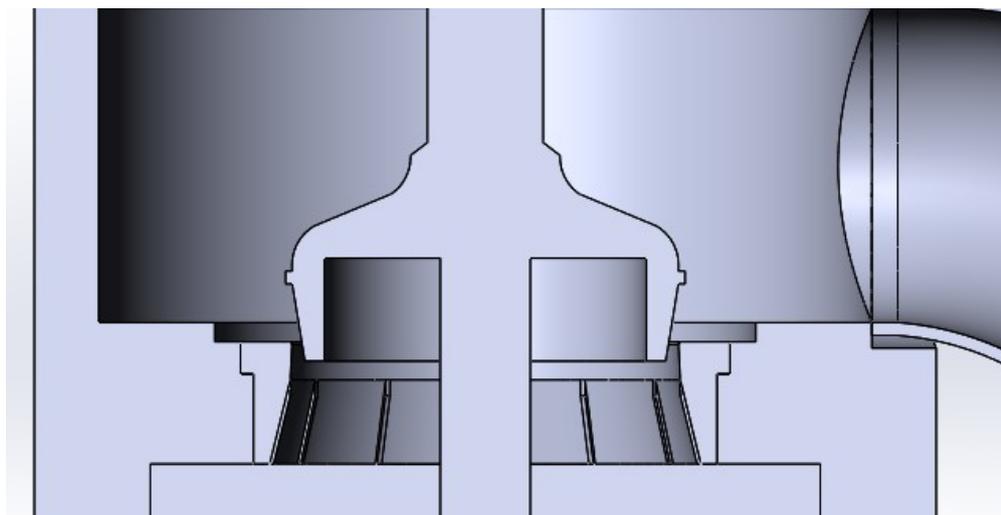
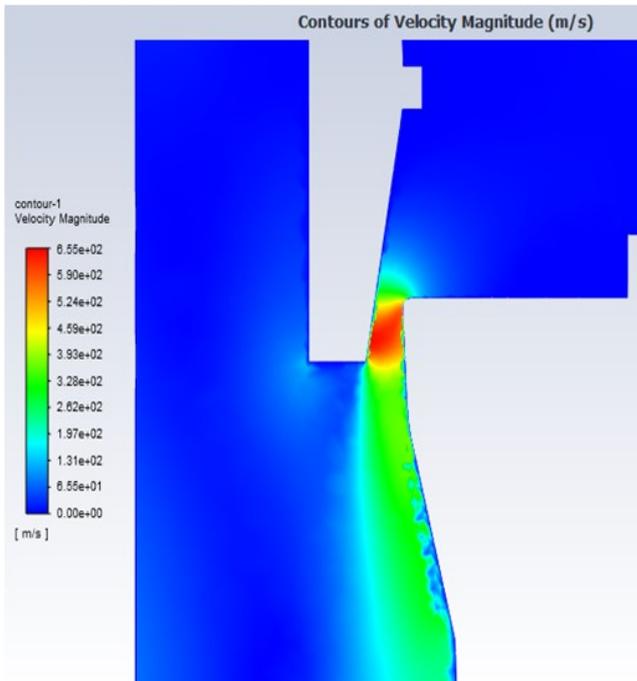
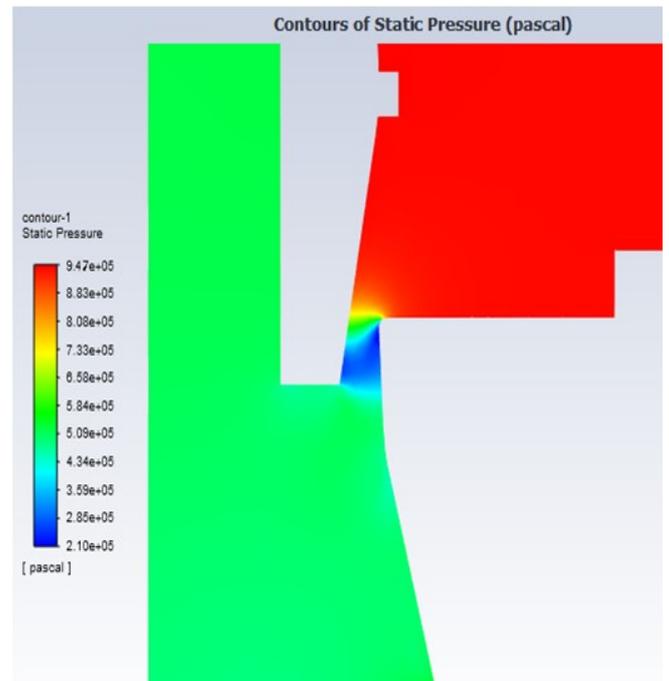


Рисунок 4.26. Увеличение угла раскрытия и добавления направляющих ребер в диффузор регулирующего клапана

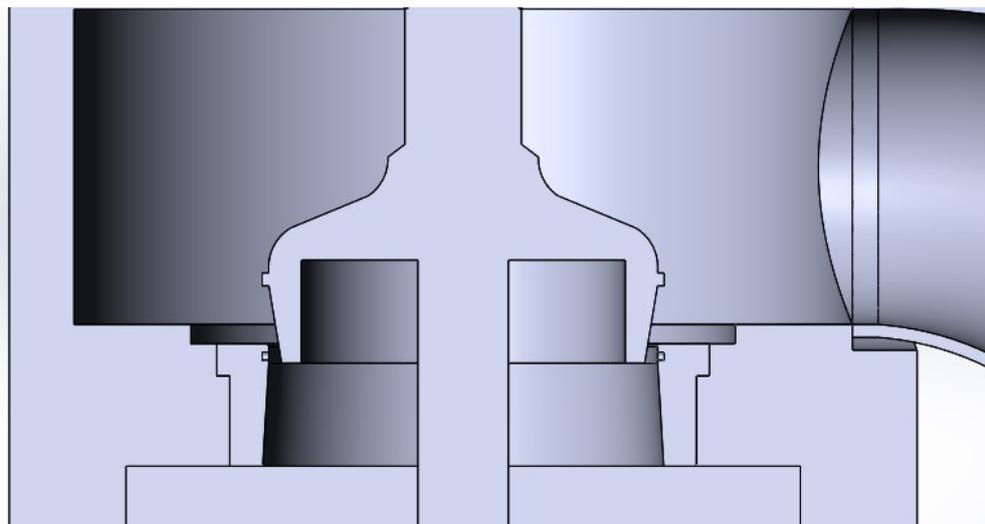


**Рисунок 4.27. Распределение скорости в объеме регулирующего клапана с увеличенным углом раскрытия диффузора и радиальными ребрами**



**Рисунок 4.28. Распределение статического давления в объеме регулирующего клапана с увеличенным углом раскрытия диффузора и радиальными ребрами**

Также был рассмотрен вариант со сверлением шестнадцати отверстий по всей окружности начального участка диффузора клапана диаметром 5 мм и глубиной 5 мм (рисунок 4.29). Данное совершенствование геометрии показало незначительный эффект: увеличение давления составило 30 кПа по сравнению с прототипом (рисунки 4.30 – 4.31).



**Рисунок 4.29. Регулирующий клапан с добавлением отверстий на начальном участке диффузора**

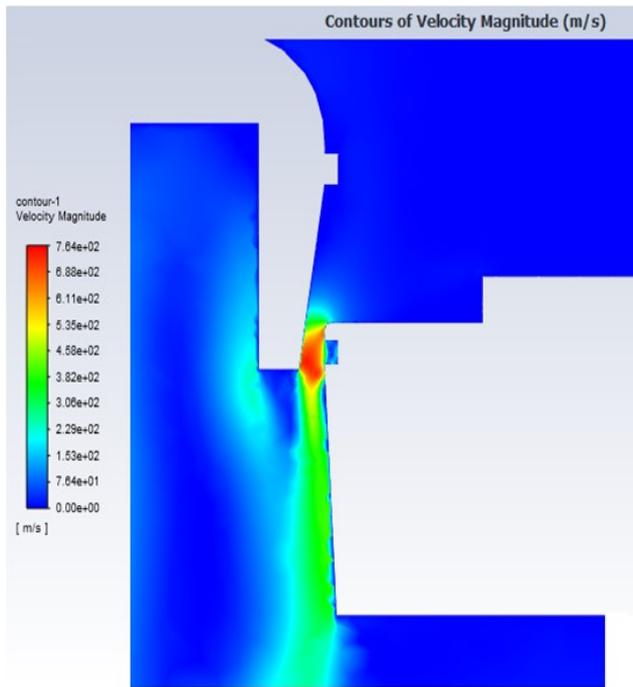


Рисунок 4.30. Распределение скорости в объеме регулирующего клапана с отверстиями в диффузоре клапана

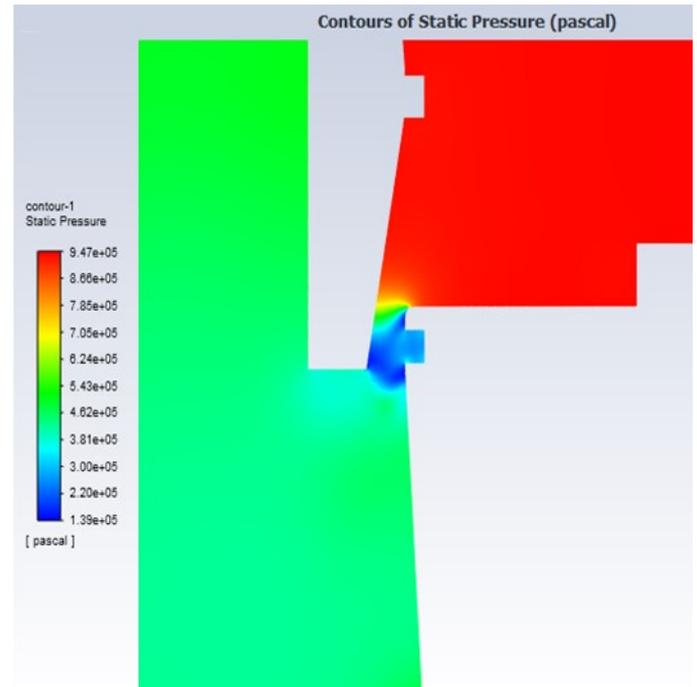


Рисунок 4.31. Распределение статического давления в объеме регулирующего клапана с отверстиями в диффузоре клапана

Применяются также и другие способы конструктивного совершенствования проточной части регулирующего клапана для минимизации гидравлических потерь, например перфорация конуса клапана. Однако подобного рода изменения конструкции не рассматривались в рамках данной работы в силу необходимости сохранения геометрических размеров критического сечения клапана и сохранения критического режима течения пара. При этом расходная характеристика модернизированного клапана совпадает с расходной характеристикой прототипа, что является важным фактором при совершенствовании действующего оборудования.

Результаты расчета режима полного открытия клапана в разном конструктивном исполнении сведены в таблицу 4.6.

**Результаты совершенствования проточной части регулирующего клапана**

Геометрическое исполнение	Давление перед клапаном, кПа	Давление за клапаном, кПа	Потери давления в клапане, %
Прототип	946	519	45
Добавление 4-х проточек	946	657	30,4
Увеличение угла раскрытия диффузора и добавление направляющих ребер	946	584	38,3
Добавление отверстий в начальной части диффузора клапана	946	549	41,9

Для определения эффекта от применения четырех проточек в диффузорной части клапана проведен расчет по определению прироста мощности приводной турбины питательного насоса.

По эксплуатационным данным определены теплогидравлические параметры работы клапана при полном открытии: начальная температура пара перед клапаном  $T_0$  равняется 515,6 К, начальное давление  $P_0$  составляет 947 кПа. Энтальпия перегретого пара при этом составит:

$$h_0 = f(T_0, P_0) = 2928,6 \text{ кДж/кг.}$$

Принимая давление в конденсаторе постоянным и  $P_k$  равным 6 кПа, а давление за клапаном для прототипа  $P_2$  равным 519 кПа. Энтропия пара ( $s_k$ ) и энтальпию ( $h_k$ ) в конце идеального процесса составит:

$$s_2 = s_k = f(h_0, P_2) = 7,1926 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К};$$

$$h_k = f(s_k, P_k) = 2215,1 \text{ кДж/кг.}$$

Для реального процесса, при внутренним относительным КПД приводной турбины  $\eta_{0i}$  ПТН равным 0,79, энтальпия ( $h_{ki}$ ), энтропия ( $s_{ki}$ ), и степень сухости ( $x_k$ ) составят:

$$h_{ki} = h_0 - (h_0 - h_k)\eta_{0i} = 2928,6 - (2928,6 - 2215,1)\cdot 0,79 = 2364,9 \text{ кДж/кг};$$

$$s_{ki} = f(h_{ki}, P_k) = 7,677 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К};$$

$$x_k = f(P_k, h_{ki}) = 91,6\%.$$

Для варианта с оптимизированной формой проточной части регулирующего клапана давление за клапаном  $P_2$  составляет 657 кПа, определим энтропию пара ( $s_k^*$ ) и энтальпию ( $h_k^*$ ) в конце идеального процесса расширения:

$$s_2^* = s_k^* = f(h_0, P_2) = 7,086 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К};$$

$$h_k^* = f(s_k^*, P_k) = 2182,2 \text{ кДж/кг}.$$

Для реального процесса, при неизменном внутренним относительным КПД приводной турбины, энтальпия ( $h_{ki}$ ), энтропия ( $s_{ki}$ ), и степень сухости составят ( $x_k$ ):

$$h_{ki} = h_0 - (h_0 - h_k)\eta_{0i} = 2928,6 - (2928,6 - 2182,2)\cdot 0,79 = 2338,94 \text{ кДж/кг};$$

$$s_{ki} = f(h_{ki}, P_k) = 7,59 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)};$$

$$x_k = f(P_k, h_{ki}) = 90,5\%.$$

Для стандартного клапана теплоперепад на приводную турбину  $H$  составит:

$$H = 2928,6 - 2364,9 = 563,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Для совершенствованного клапана теплоперепад на турбину  $H^*$  составит:

$$H^* = 2928,6 - 2338,94 = 589,66 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Увеличение теплоперепада на работу приводной турбины составит 4,6% по отношению к теплоперепаду прототипа. Но, уменьшение гидравлических потерь на регулирующем клапане приводной турбины приведет к смещению всего процесса расширения пара в область с наибольшей конечной влажностью, что в итоге повлияет на внутренний относительный КПД ПТН. С учетом этого процесса, ориентировочное увеличение мощности приводной турбины, вследствие совершенствования регулирующего клапана, составит 3,2% по отношению к мощности прототипа, при неизменном расходе пара.

#### 4.5. Выводы по четвертой главе

В ходе работы получены реальные эксплуатационные данные, снятые в процессе длительной работы четырех параллельно работающих ПТН одного типа с разных энергоблоков. Проведена первичная обработка полученной информации, определены критерии эффективности работы питательных турбонасосов. В соответствии с разработанной методикой оценки эффективности питательных турбонасосов построены по 2 нейросетевые модели для каждого ПТН, предназначенные для определения влияния каждого эксплуатационного параметра на коэффициент полезного действия и удельные затраты энергии, отпускаемой на работу приводной турбины. Кроме того, нейросетевые модели позволяют прогнозировать поведение оборудования в различных эксплуатационных условиях. Используя методики численной оптимизации параметров, для каждого насоса был получен технически обоснованный нормативный расход тепловой энергии брутто на работу каждого ПТН. Анализ точности полученных моделей показал высокую корреляцию результатов моделирования, а также получены значения погрешности работы нейросетевых моделей – до 2%. Результаты моделирования также сравнивались с паспортными характеристиками работы оборудования и результатами расчетами общепризнанными методами определения эффективности работы паровых турбин. Для упрощения работы с нейросетевыми моделями при их прикладном применении, а также для обработки больших объемов информации создан программный комплекс на языке программирования C#.

Преимуществом использования нейросетевой технологии при обработке информации для каждого питательного турбонасоса является учет особенностей эксплуатации каждого отдельного ПТН с высокой степенью точности. При этом не требуется длительный процесс цифрового воспроизведения конструктивных элементов питательного турбонасоса с заданием граничных условия для различных физических явлений. Нейросетевая модель для каждого ПТН способна спрогнозировать его поведение при изменении различных эксплуатационных данных во времени с погрешностью не превышающей 2%. Подобного рода

прогнозы изменения эффективности работы оборудования интересны для эксплуатирующих организации электростанций при проведении модернизации оборудования и систем с целью оценки ожидаемого эффекта.

Кроме того, нейронная сеть позволяет не только качественно, но и количественно определить влияние каждого отдельного параметра на целевую функцию, которой в данном случае выступает КПД и удельный расход тепловой энергии брутто, отпускаемые на приводную турбину ПТН. Особый интерес представляют эксплуатационные параметры, на которые оператор питательного турбонасоса может влиять в процессе его эксплуатации. Используя полученные нейросетевые модели в любых эксплуатационных условиях может быть подобран комплекс тепломеханических параметров, при которых питательной турбонасос будет работать с наибольшей эффективностью. Таким образом, на основе применения разработанной методики, предложен способ определения технически обоснованного нормативного расхода тепловой энергии брутто на приводные турбины ПТН.

Разработанные программные комплексы внедрены в промышленную эксплуатацию на Калининской АЭС, приняты к рассмотрению на Костромской ГРЭС (Приложение 1).

В ходе выполнения работы создана и зарегистрирована программа для определения теплогидравлических характеристик проточной части паровой турбины на основе метода теплового расчета, а также программа для работы с нейросетями питательных турбонасосов (Приложение 2).

Помимо режимных способов повышения эффективности эксплуатации питательных турбонасосов, рассмотрен также способ, основанный на детерминированном моделировании работы тепломеханического оборудования и его компонентов с целью оптимизации устаревших конструктивных решений. Суть данного способа заключается в совершенствовании проточной части регулирующего клапана приводной турбина для снижения гидравлических потерь, возникающих при течении водяного пара через регулирующий клапан. В результате предложены и рассчитаны 3 совершенствованные конструкции седла

клапана, применение которых позволит повысить мощность питательного турбонасоса на 3,2% от номинальной.

Перспективными направлениями для развития работы являются:

– Использование разработанной методики определения эффективности, основанной на нейросетевом моделировании работы питательных турбонасосов, позволяет не только повысить эффективность эксплуатации каждого отдельно взятого ПТН, но и на основе сравнительного анализа нескольких питательных турбонасосов, работающих параллельно на одном энергоблока, выдать рекомендации по распределению нагрузки на все турбопитательные насосы для работы энергоблока в наиболее оптимальном режиме.

– Также полученные нейросетевые модели эксплуатации ПТН могут выступать своего рода архивной базой данных работы оборудования за заданный промежуток времени. Данная практика использования нейронных сетей хорошо зарекомендовала себя в других областях их применения [101, 102]. К примеру, исходные набор эксплуатационных данных по работе турбопитательного насоса №1 состоял из 549 431 значения, занимающих объем 38 Мб. Нейронная сеть, построенная на основе полученной информации с учетом подобранных для ее корректной работы весовых коэффициентов, занимает 591 кб системной памяти. Таким образом, занимаемый объем информации сократился более чем в 60 раз.

– Применение данной технологии при ремонтах оборудования позволит оценить качество внесенных конструктивных и режимных изменений в исследуемом оборудовании. Возможно сравнение текущих моделей питательных турбонасосов с новыми нейросетевыми моделями, построенными после проведения ремонтных работ на оборудовании. Анализируя работу этих двух моделей можно определить качество проведенных работ.

Результаты исследований, изложенные в третьей главе, опубликованы в работах [103, 105, 108, 111, 112, 117, 119, 120].

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведен комплекс расчетно-экспериментальных исследований питательных насосов с турбинным приводом, по результатам которых разработаны и научно обоснованы технические и технологические решения, обеспечивающие повышение эффективности электростанций за счет режимных и конструктивных мероприятий.

2. Доказана при сопоставлении с регрессионным анализом и детерминированным моделированием целесообразность применения нейронных сетей для моделирования работы питательных насосов с турбинным приводом. Разработана основанная на нейросетевой технологии и реальных эксплуатационных данных методика оценки эффективности питательных насосов с турбинным приводом и средства её компьютерной реализации, позволяющие учесть техническое состояние каждого отдельного агрегата и характерные режимы его эксплуатации. Применение методики позволяет обоснованно определять индивидуальные способы повышения эффективности питательных насосов с турбинным приводом.

3. В рамках разработанного подхода предложен способ установления количественной зависимости показателей эффективности питательных насосов с турбинным приводом от эксплуатационных параметров, позволяющий повысить точность прогнозирования показателей работы турбонасосов в различных режимах. На этой базе разработан технически обоснованный способ определения нормативного удельного расхода тепловой энергии брутто на приводные турбины питательных турбонасосов конденсационного типа, основанный на применении нейросетевой модели и выборки измеряемых показателей за длительный период эксплуатации и не требующий проведения испытаний на действующем оборудовании.

4. Обоснован способ повышения эффективности питательных турбонасосов за счет конструктивного совершенствования проточной части регулирующего клапана приводной турбины, позволяющего снизить гидравлические потери в регулирующем клапане.

5. Исследованы технико-экономические результаты применения методики оценки эффективности питательных турбонасосов и способов ее повышения на примере четырех питательных турбонасосов действующей электростанции.

6. Определены перспективы развития разработанной методики для повышения эффективности работы питательных турбонасосов электростанций, в частности, использование разработанных программных средств для распределения нагрузки между параллельно работающими питательными турбонасосами.

7. Результаты работы внедрены в промышленную эксплуатацию на энергоблоках №1 и №2 Калининской АЭС, а также приняты к рассмотрению на Костромской ГРЭС, что подтверждается двумя актами внедрения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Попов, А. Г.** Учет и возобновление запасных частей заводского оборудования через ремонтномеханические мастерские / А.Г. Попов. — Система и организация. — 1927. — № 8–9. С. 5–15.
2. **Спиридонов, В. В.** Система планово-предупредительных ремонтов/ В.В. Спиридонов. — М.-Л.: Стандартизация и рационализация, 1934. — 86 с.
3. **Савинский, Д.В.** Курс промышленной статистики : [Учебник для экон. ин-тов и фак.] / Д. В. Савинский. - 5-е изд., доп. и перераб. - Москва : Госстатиздат, 1960. - 480 с.
4. **Адамов, В. Е.** Факторный индексный анализ (Методика и проблемы)/ В.Е. Адамов. — М.: По-литиздат 1977. — 200 с.
5. **Управление** качеством: учебник для студентов вузов обучающихся специальностям экономики и управления / под ред. С.Д. Ильенковой. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Юнити-ДАНА, 2009. — 352 с.
6. **Пшенникова, М. В.** Методы повышения эффективности использования производственного оборудования промышленных предприятий: дис. ... канд. экон. наук : 08.00.05 / М. В. Пшенникова. - М., 2007. - 26 с. - Библиогр.: с. 23-26.
7. **Гапанович, В.А.** Методология анализа работы структурных подразделений/ В.А. Гапанович, Б.Ф. Безродный., А.В. Горелик, Д.В. Шалягин // Автоматика, связь, информатика. — 2013. — №1. — С. 2-5.
8. **Горелик, А.В.** Методы анализа эксплуатационной надежности и безопасности систем железнодорожной автоматики и телемеханики/ А.В. Горелик, Н.А. Тарадин, П.А. Неваров// Надежность и качество: труды Международного симпозиума: в 2-х т./ под ред. Н.К. Юркова. — Пенза: Информационноиздательский центр ПензГУ, 2009. — 2 т
9. **Gardzilewicz A.** The heat and flow diagnostic procedure leading to a steam turbine repair Plan / A. Gardzilewicz, A. Jefimow // Proc. 10th Conf. on Steam and Gas Turbines for Power and Cogeneration Plants. - Karlovy Vary (Czech. Rep.). - 1994. - P. 87-93.

10. **Ефимов, А. В.** Оценка эффективности тепловых схем энергоблоков по параметрам состояния и надежности оборудования / А. В. Ефимов, Т. А. Гаркуша // Інтегровані технології та енергозбереження. - Х.: НТУ «ХПІ». - 2006. - № 1. - С. 103-108.

11. **Острейковский, В. А.** Вероятностное прогнозирование работоспособности элементов ЯЭУ / В. А. Острейковский, Н. Л. Сальников.- М.: Энергоатомиздат, 1990.- 416 с.

12. **Ящура, А. И.** Система технического обслуживания и ремонта энергетического оборудования / А. И. Ящура. - Москва: изд-во НЦ ЭНАС. - 2006. - 504 с.

13. **Щегляев, А.В.** Паровые турбины: Монография / А.В. Щегляев.— М., 1976.— 368 с.

14. **Костюк, А.Г.** Паровые и газовые турбины для электростанций : учебник для вузов. — 3-е изд., перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; под ред. А.Г. Костюка. — М.: Издательский дом МЭИ, 2008. — 556 с.

15. **Перминов, И.А.** Диагностика состояния проточных частей мощных паровых турбин с применением стационарных вычислительных комплексов / И.А. Перминов, В.Г. Орлик, А.А. Городинский и др. - СПб : Труды ЦКТИ, 1992 г.. - 273.

16. **Орлик, В.Г.** Перминов И.А., Резник Л.Б., Оксман И.А. Определение экономичности ЦВД и ЦСД турбин ТЭС при эксплуатации. / В.Г. Орлик, И.А. Перминов, И.А. Оксман - СПб : Труды ЦКТИ, 1989 г.. - 257.

17. **Куличихин, В.В., Мишкин Н.А., Розенберг С.Ш., Хоменок Л.А.** Определение экономичности цилиндров паровых турбин при тепловых испытаниях / В.В. Куличихин, Н.А. Мишкин, С.Ш. Розенберг и др.. - Москва : Электрические станции, 1986 г.. - 11.

18. **Кляйнрок, И. Ю.** Оптимизация пусковых режимов работы теплофикационных паровых турбин в составе парогазовых энергоблоков : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 / И. Ю. Кляйнрок ; Урал. федер. ун-т

им. первого Президента России Б. Н. Ельцина. — Екатеринбург : [б. и.], 2012. — 24 с. — Библиогр.: с. 23-24.

19. **Макаров, А.А.** Методы исследования и оптимизации энергетического хозяйства. / А.А. Макаров, Л.А. Мелентьев / Новосибирск: Наука, 1973. – 274 с.

20. **Клер, А.М.** Математическое моделирование и оптимизация режимов работы ТЭЦ / А.М. Клер, Н.П. Деканова, З.Р. Корнеева. // Новые технологии и научные разработки в энергетике (эксплуатация, ремонт, нетрадиционные источники энергии): Тезисы докладов. – Новосибирск: Союз научных и инженерных обществ СССР. Новосибирское областное управление Всесоюзного научно-технического общества энергетиков и электротехников, 1994. – Вып. 2. – с. 27-29.

21. **Энергосбережение.** Энергопотребляющее оборудование общепромышленного применения. Виды. Типы. Группы. Показатели энергетической эффективности. Идентификация : ГОСТ Р 51749-2001: офиц. текст. : введ. 01.01.2002 [Доклад]. - . – М.: Госстандарт России ; М.: ИПК Изд-во стандартов, 2001. – 32 с.

22. **Васильев, В.А.** Определение КПД турбопитательной насосной установки термодинамическим способом / В.А. Васильев // Вестник ЮУрГУ. – 2005. – №1. – С. 162–167.

23. **Дрейпер, Н.** Прикладной регрессионный анализ / Н. Дрейпер, Г. Смит. – В 2 кн. Кн. 2. и Пер. с англ. – М.: Финансы и статистика 1986. – 352 с.

24. **Гмурман, В.Е.** Теория вероятностей и математическая статистика: Учеб. пособие для вузов / В.Е. Гмурман. – 9-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2003. – 479 с.

25. **Клейнен, Дж.** Статистические методы в имитационном моделировании. М.: Статистика, 1978. - 235 с.

26. **Кашеев, В. П.** Повышение эффективности работы конденсатора / В. П. Кашеев, Е. О. Воронов, В. В. Акульшин, А. Ю. Унукович, О. В. Кашеева, В. Н. Сорокин // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ - Энергетика : международный научно-технический журнал. - 2010. - №6. - С. 60-73.

27. **Меркулов В. А.** Исследование и разработка способов эффективности и надежности конденсационных устройств теплофикационных турбин: дис... канд. техн. наук : 05.14.14 : защищена 28.06.04 : утв. 10.09.04 / Меркулов Валерий Александрович. – Иваново, 2004. – 178 с. - Библиогр.: с. 144 -154.

28. **Бродов, Ю.М.** Разработка, исследование и реализация методов совершенствования теплообменных аппаратов турбоустановок / Ю.М. Бродов, А.Ю. Рябчиков, П.Н. Плотников, В.А. Пермяков // Труды ЦКТИ. 2002. Вып. 288. С. 79—85.

29. **Адамсон, Д. А.** Совершенствование выходных патрубков мощных паровых турбин на основе вариантных расчетов трехмерного течения: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 / Д. А. Адамсон. - СПб., 2013. - 18 с. : ил. - Библиогр.: с. 18.

30. **Ямалтдинов, А. А.** Модернизация выхлопных потрубков ЧНД паровых турбин производства ЗАО УТЗ [Текст] / А.А. Ямалтдинов, Ю.А. Сахнин [и др.] // Теплоэнергетика. - 2014. - N 12. - С. 19-24.

31. **Проект модернизации турбин мощностью 300 МВт.** / В.Н. Кондратьев, А.С. Лисянский, Ю.Н. Неженцев, В.Д. Гаев - Электрические станции, 1999, № 7, с. 78 - 81.

32. **Трухний, А. Д.** Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки: учеб. пособие / А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин. – 2-е изд., стер. – М. :Изд-во МЭИ, 2006. – 540 с.

33. **Кудряшов, А.Н.** Модернизация турбины аег-25-66/4,5 ТЭЦ-1 ОАО «Иркутскэнерго» / А.Н. Кудряшов, Г.В. Манукян, В.В. Федчишин // Вестник ИрГТУ. 2003. №3-4 (15-16).

34. **Маденов, С.А.** Модернизация системы автоматического регулирования мощности турбины / С.А. Маденов, В.Ф. Хацевский // Наука и техника Казахстана. 2015. №1-2.

35. **Кузин, Ю.С.** Повышение надежности клапанов регулирующих дискового типа применяемых на ТЭС и АЭС / Ю.С. Кузин, А.Г. Плахов // Фундаментальные исследования. -2011. - №12. - С. 355-360.

36. **Зарянкин, А.Е.** Новые методы стабилизации течения в плоских, конических, кольцевых диффузорных каналах турбомашин / А.Е. Зарянкин, Е.Ю. Григорьев, В.В. Носков и др. // Вестник ИГЭУ. – 2012. – Вып. 5. – С. 5–10.

37. **Носков, В.В.** Экспериментальное исследование режимов течения на вибродинамическое состояние диффузорных элементов проточных частей турбомашин: дис. ... канд. техн. наук. – М., 2010. – 230 с.

38. **Костюк, А.Г.** Экспериментальный анализ пульсаций давления в пароподводящих органах турбоагрегата / А.Г. Костюк, А.И. Кументо, А. Некрасов, С.В. Медведев // Теплоэнергетика. – 2000. – № 6. – С. 50–57.

39. **Yong, H.Y.** Engineering analysis of mass flow rate for turbine system control and design/ H.Y. Yong, Y.S. Kune//Nuclear Engineering and Design, vol. 241, no. 10, pp. 4061–4078, 2011.

40. **Roberto, C.** Control design, simulation and validation of a turbo-machinery auxiliary plant/C. Roberto, P. D'Adamio, E. Galardi, E. Meli, D. Nocciolini, L. Pugi, A. Rindi, G. Lo Presti, S. Rossin// Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, vol. 231, no. 4, pp. 849–863, 2016.

41. **Țălu, M.** Optimal design for the interior shape of a annular diffuser with divergent careening considering the minimum whole loss pressure/M. Țălu, S. Țălu// In: University “Politehnica“ of Bucharest - Scientific Bulletin, Series D - Mechanical Engineering, vol. 71, no. 3, 2009, p. 99-106.

42. **Войтинская, Ю.А.** Снижение гидравлических сопротивлений трубопроводов, транспортирующих воду / Ю.А. Войтинская // М.: Водоснабжение и сантехника. 1973. – №5. – С. 17–18.

43. **Лысенко, В.С.** Технология снижения гидравлических потерь в напорных трубо-проводах / В.С. Лысенко // Современные наукоемкие технологии. – 2014. – № 3. – С. 59-61.

44. **Волков, А. В.** Повышение эффективности работы центробежных насосов, находящихся в эксплуатации / А. В. Волков, А. Г. Парыгин, Г. П. Хованов, А. В. Наумов // Новости теплоснабжения. – 2010. №10. – С 122.

45. **Кретинин, А.В.** Расчётный сравнительный анализ вариантов профилирования рабочего колеса центробежного насоса [Текст] / А.В. Кретинин, А.В. Иванов, Д.Н. Галдин / Вестник Воронежского государственного технического университета. - 2016 Т. 12. - №4. С. 26-31.

46. **Ковьяров, А.А.** Лопаточный диффузор центробежного насоса жидкостного ракетного двигателя / А.А. Ковьяров, А.Н. Кондратьев // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. 2016. №12.

47. **Сахин, В.В.** Устройство и действие энергетических установок. Кн. 1. Поршневые машины. Паровые турбины: учебное пособие / В.В. Сахин и Балт. гос. техн. ун-т. – СПб. 2015. – 172 с.

48. **Кругликов, П.А.** Техничко-экономические основы проектирования ТЭС и АЭС / П.А. Кругликов//СПб.: СЗТУ. - 2003. - 118 с.

49. **Горбунов, В.А.** Анализ эффективности работы питательного турбонасоса АЭС / В.А. Горбунов, Н.А. Лоншаков // Матер. Междунар. науч.-техн. конф. «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (XX Бенардосовские чтения)». Т. 2. – Иваново: ИГЭУ, 2019. – С. 77–80.

50. **Способ** компьютерного моделирования технической системы: пат. 2575417 Рос. Федерация: G06N 3/04/ Клеве Й. [и др.]; заявитель и патентообладатель СИМЕНСАКЦИЕНГЕЗЕЛЛЬШАФТ(DE) -№ 2014110489/08; заявл. 24.07.2012; опубл. 20.02.2016.

51. **Устройство** и способ для контроля технической установки, содержащей множество систем, в частности установки электростанции: пат. 2 313 815 Рос. Федерация: G05B 1/00 G05B 13/02 G05B 17/02 G05B 23/02/ФикВ., АппельМ., ГеркУ.; заявитель и патентообладатель СИМЕНСАКЦИЕНГЕЗЕЛЛЬШАФТ(DE) - № 2005112459/09; заявл. 04.07.2003; опубл. 10.09.2005.

52. **Способ** контроля режимов работы энергоблока: пат. 1054556 А. Рос. Федерация: F01K 13/02/ Степанов В.И., Тимофеева Л.В.; заявитель и патентообладатель Государственный всесоюзный центральный научно-исследовательский институт комплексной автоматизации - № 3460310/24-06; заявл. 30.06.89; опубл. 15.06.92.

53. **Способ** оценки температуры лопаток в паровой турбине: пат.2 213 997.Рос. Федерация: G06N3/02/Сантосо Н., Петше Т.; заявитель и патентообладатель СИМЕНС КОРПОРЕЙТ РИСЕРЧ, ИНК -№99115461/09; заявл. 05.12.1997; опубл. 10.10.2003.

54. **Способ** диагностики технического состояния газотурбинного двигателя: пат.2 445 598 Рос. Федерация: G01M 15/14/ Добродеев И.П.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество "Научнопроизводственное объединение "Сатурн" -№ 2010134067/06; заявл.13.08.2010; опубл. 20.03.2012

55. **Способ** анализа функционирования газовой турбины: пат.2 480 806. Рос. Федерация: G05B 13/02/ Пфайфер У., Штерцинг Ф.; заявитель и патентообладатель СИМЕНС АКЦИЕНГЕЗЕЛЛЬШАФТ (DE) -№ 2010121150/08; заявл.10.12.2011; опубл. 27.04.2013.

56. **Способы** и системы для моделирования нейронных сетей компонентов турбины: пат. 2 482 307 Рос. Федерация:F02C 9/00/ Минто К., Чжан Ц., Карака Э.;заявитель и патентообладатель ДЖЕНЕРАЛ ЭЛЕКТРИК КОМПАНИ-№ 2008152896/06; заявл. 30.12.2008; опубл. 20.05.2013.

57. **Способ** и устройство технической диагностики сложного технологического оборудования на основе нейронных сетей: пат.2 563 161 Рос. Федерация: G06N 3/08 G06F 15/18G05B 23/02/ Соломенцев Ю.М., Шептунов С.А., Кабак И.С. [и др.];заявитель и патентообладательФедеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт конструкторско-технологической информатики Российской академии наук (ИКТИ РАН) -№ 2013133304/08; заявл. 18.07.2013; опубл. 20.09 2015.

58. **Способ** компьютерной генерации управляемой данными модели технической системы, в частности газовой турбины или ветрогенератора: пат.2 575 328Рос. Федерация:G05B/ Дюль З., Хентчель А., Шетрцинг Ф.; заявитель и патентообладатель СИМЕНСАКЦИЕНГЕЗЕЛЛЬШАФТ (DE) - №2013157156/11; заявл. 01.06.2012; опубл. 20.07.2015.

59. **Способ** мониторинга состояния узлов автоматизированных технологических комплексов производств непрерывного типа: пат.2 580 786Рос.

Федерация: G07C 3/14G06N 3/02 G05B 13/04/Слетнев М.С.; заявитель и патентообладатель Слетнев М.С.-№ 2014120642/08; заявл. 22.05.2014; опубл. 10.04.2016.

60. **Программа** прогнозирования параметров объектов нагрузки с помощью комбинированной системы нейронной и нечеткой нейронной сети: пат. 2016619743 Рос. Федерация: Руцков А.Л., Крысанов В.Н., Иванов К.В.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Воронежский государственный технический университет»- № 2016662470; заявл. 11.11.2016; опубл. 20.12.2016.

61. **Общие** положения обеспечения безопасности атомных станций. ОПБ-88/97 (ПНАЭ Г-1-011-97). - М. 1997.

62. **Шелегов, А. С.** Насосное оборудование АЭС : учеб. пособие для вузов / А. С. Шелегов, С. Т. Лескин, В. И. Слободчук . – М. : НИЯУ МИФИ, 2011. – 348 с.

63. **Антонов, А.М.** Атомные электростанции: учебное пособие / А.М. Антонова, А.В. Воробьев; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. – 275 с.

64. **Государственная** система обеспечения единства измерений. Термометры сопротивления из платины меди и никеля. Общие технические требования и методы испытания. ГОСТ Р 8.625-2006 — Введ. 2008 — 01—01. — М. : Стандартиформ, 2007. - 16 с.

65. **Методические** указания по определению погрешности измерения активной электроэнергии при ее производстве и распределении: РД 34.11.325-90: утв. Главным научно-техническим управлением энергетики и электрофикации 12.12.1990: ввод с 01.08.1991 – М.: СПО ОРГРЭС, 1991.- 20 с.

66. **Пак, П.Н.** Насосное оборудование атомных станций / П.Н. Пак, А.Я. Белоусов, С.П. Пак - М.: Энергоатомиздат, 2003. С. 480.

67. **Трухний, А. Д.** Паротурбинная установка энергоблоков Балаковской АЭС. В 2 ч. Ч.1. Паровая турбина и турбопитательный агрегат : рекомендовано для подготовки эксплуатационного, ремонтного и наладочного персонала турбинных цехов АЭС / А. Д. Трухний, А. Е. Булкин . – М. : Изд-во МЭИ, 2004 . – 276 с.

68. **Кирияченко, В.А.** Конструкция и системы паротурбинных установок АЭС / В.А. Кирияченко - Севастополь: СИЯЭиП, 1998 – 78 с.
69. **Идельчик, И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям/ Под ред. М.О. Штейнберга.— 3-е изд., перераб. и доп.— М. и Машиностроение 1992.— 672 с.
70. **Стерман, Л. С.** Тепловые и атомные электрические станции: Учебник для ВУЗов / Л. С. Стерман, В. М. Ладыгин, С. Г. Тишин. - М.: Энергоатомиздат, 1995 - 416 с.
71. **Горбунов, В.А.** Оптимизация затрат энергии питательных турбонасосов блока АЭС нейросетевыми методами моделирования / В.А. Горбунов, Н.А. Лоншаков // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева / НГТУ им. Р.Е. Алексеева. - Нижний Новгород, 2018. №3 (122). - 188с. С 54 - 61.
72. **Зорин, В.М.** Атомные электростанции: учебное пособие / В.М. Зорин - М. : Издательский дом МЭИ, 2012. - 672 с. - ISBN 978-5-383-00604-7.
73. **Калистратов, Т.А.** Методы и алгоритмы создания структуры нейронной сети в контексте универсальной аппроксимации функций/ Т.А. Калистратов // Вестник Тамбовского университета. Серия: Естественные и технические науки. 2014. №6.
74. **Созыкин, А.В.** Обзор методов обучения глубоких нейронных сетей / А.В. Созыкин // Вестник ЮУрГУ. Серия: Вычислительная математика и информатика. 2017. №3.
75. **Евдокимов, И. А.** Автоматизация построения нейронной сети в рамках объектно-ориентированного подхода/ И.А. Евдокимов, В. И. Солодовников // Новые информационные технологии в автоматизированных системах. 2015. №18.
76. **Горбунов, В.А.** Использование нейросетевых технологий для повышения энергетической эффективности теплотехнологических установок [Текст] / В.А. Горбунов. - Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2011. - 475 с.

77. **Chang,, H.C.** Neural networks - based selforganizing Fuzzy Controller for transient Stability of Multi machine Power Systems./ H.C.Chang [and oth.] // IEEE Trans. on Energy Conversion 1995. – vol.10. – N2.– June.

78. **Kyoko, S.A.** practical method based on structured neural networks to optimize power system operation / S. Kyoko, N. Kazuo, H. Hideki // Proc. Int. Jt Conf. Neural Networks, nagoya, Oct. 25-29, 1993: IJCNN'93 – Nagoya, 1993. – Vol.1. – p.873.

79. **Peng, T.M.** Conceptual approach to the application neural networks for short-term load forecasting / Peng T.M., Hubele N.F., Karady G.G. // IEEE Int. Symp. Circuits and Syst., New Orleans La, May 1-3, 1990, vol.4 - New York (N.Y.), 1990.– p.2942-2945.

80. **Рабенко, В.С.** Предварительный расчет проточной части паровой турбины: учебное пособие / В.С. Рабенко, В.А. Буданов и Федеральное агентство по образованию ГОУВПО "Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина".—Иваново: Б.и., 2009.—80 с.—ISBN 978-5-89482-623-3.

81. **Рабенко, В.С.** Проектирование проточных частей паровых турбин: учебное пособие / В. С. Рабенко и Федеральное агентство по образованию ГОУВПО "Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина.—Иваново: Б.и., 2008.—116.

82. **Рабенко, В.С.** Профилирование ступеней паровых турбин с длинными лопатками: методические указания / В.С. Рабенко и Федеральное агентство по образованию ГОУВПО "Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина" Каф. паровых и газовых турбин ; под ред. А. В. Антипина.—Иваново: Б.и., 2008.—28 с.

83. **Самойлович, Г.С.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский. - М. : Энергоиздат, 1982. - 494 с.

84. **Капелович, Б.Э.** Эксплуатация паротурбинных установок/ Б.Э. Капелович. – М.:Изд-во «Энергия», 1975. – 304с.

85. **Прокопенко, А.Г.** Стационарные, переменные и пусковые режимы энергоблоков ТЭС / А.Г. Прокопенко, И.С. Мысак. - М.: Энергоатом издат, 1990.- 317 с.
86. **Моторин, А.В.** Паровые турбины: Учебное пособие: в 2-хт. Т.1/ А.В. Моторин, И.В. Распопов И.В., И.Д. Фурсов - Алт. гос. техн.ун-тим. И.И. Ползунова.- Барнаул: Изд-во АлтГТУ 2004.- 127 с.
87. **Глебов, Н. И.** Методы оптимизации : учебное пособие / Н.И. Глебов, Ю.А. Кочетов, А.В. Плясунов. – Электрон. дан. – Новосибирск : Новосибирский государственный университет, 2000. – 105 с.
88. **Пантелеев, А.В.** Методы оптимизации. Практический курс: учебное пособие / А.В. Пантелеев, Т. А. Летова – М.: Логос, 2011. – 424 с.
89. **Beni, G.** Swarm Intelligence in Cellular Robotic Systems. [Электронный ресурс] / G. Beni J. Wang // Proceed. NATO Advanced Workshop on Robots and Biological Systems, Tuscany, Italy, June 26–30, 1989. - N.-Y.:NATO, 1989.
90. **Карпенко, А.П.** Современные алгоритмы поисковой оптимизации. / А.П. Карпенко // М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – 446 с.
91. **Пикина, Г.А.** Математические методы оптимизации и оптимального управления: Учебное пособие. / Г.А. Пикина // М.: Изд. МЭИ, 2000.-168 с.
92. **Приказ** Минэнерго России от 30.12.2008 №323 (ред. от 30.11.2015) «Об утверждении порядка определения нормативов удельного расхода топлива при производстве электрической и тепловой энергии» (вместе с «Порядком определения нормативов удельного расхода топлива при производстве электрической и тепловой энергии») (Зарегистрировано в Минюсте России 16.03.2009 №13512).
93. **Коротков, В.В.** Исследование и разработка стопорно-регулирующих клапанов, обладающих повышенной надежностью и низким аэродинамическим сопротивлением : Дис.... канд. техн. наук / В.В. Коротков – М., 2003. – 180 с.
94. **Зарянкин, А.Е.** Результаты экспериментальных исследований модели блока клапанов паровых турбин ЛМЗ мощностью 300-800 МВт / А. Е. Зарянкин,

А. Н. Парамонов, А. В. Лысянский, А. В. Кондрашев // Тяжелое машиностроение. – 2014. – №7. – С. 2–8.

95. **Кондрашев, А.В.** Исследование и разработка дроссельно-регулирующих клапанов и поворотных заслонок для перспективных турбин ТЭС и АЭС : Дис. ... канд. техн. наук / А.В. Кондрашев – М., 2014. – 193 с.

96. **Зарянкин, А.Е.** Влияние угла раскрытия плоских диффузоров на их вибрационное состояние и пути снижения этих вибраций / А. Е. Зарянкин, В. Г. Грибин, А. Н. Парамонов и др. // Теплоэнергетика. — 2012. — № 9. — С. 27–31.

97. **Зарянкин, А.Е.** Влияние типа парораспределения на экономичность цилиндров высокого давления энергетических турбин / А. Е. Зарянкин, Н. А. Зройчиков, Н. Д. Роголёв и др. // Вестник Московского энергетического института. — 2015. — № 5. — С. 5–9.

98. **Горбунов, В.А.** Оценка эффективности работы турбопитательных насосов АЭС / В.А. Горбунов, Н.А. Лоншаков // Тезисы докладов XI междунар. науч.-т.конф. «Безопасность, эффективность и экономика ядерной энергетики» – М: АО «Концерн Росэнергоатом», 2018. – С. 62–63.

99. **Зарянкин, А.Е.** Регулирующие и стопорно-регулирующие клапаны паровых турбин / А.Е. Зарянкин, Б.П. Симонов. – М.: Издательство МЭИ, 2005. – 360 с.

100. **Дейч, М.Е.** Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин / М.Е. Дейч, А.Е. Зарянкин. – М.: Энергия, 1970. – 384 с.

101. **Галушка, В.В.** Формирование обучающей выборки при использовании искусственных нейронных сетей в задачах поиска ошибок баз данных/ В.В. Галушка В.А. Фатхи// Инженерный вестник Дона, 2013, №2.

102. **Нейронные** сети. STATISTICA Neural Networks: Методология и технологии современного анализа данных / Под редакцией В.П. Боровикова. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Горячая линия – Телеком, 2008. – 392 с.

103. **Дунаев, В.А.** К вопросу о повышении эффективности и безопасности эксплуатации тепломеханического оборудования АЭС / В.А. Дунаев, Н.А. Лоншаков, В.А. Горбунов // Глобальная ядерная безопасность. – 2015. – № 2(15). – С. 63–70.

104. **Горбунов, В.А.** Повышение точности определения параметров эффективности турбоустановок с применением нейронных сетей / В.А. Горбунов, Н.А. Лоншаков, О.Ю. Нагорная, А.А. Беляков // Вестник ИГЭУ. – 2017. – №. 4. – С. 5–12.

105. **Горбунов, В.А.** Определение гидравлических потерь пара в регулирующем клапане турбины на основе трехмерной модели / В.А. Горбунов, Н.А. Лоншаков, И.В. Алексеев, М.Н. Мечтаева / Вестник ИГЭУ. – 2019. – №. 5. – С. 12–23.

106. **Свидетельство** о государственной регистрации программы для ЭВМ №2016613350 «Анализ эффективности работы турбопитательного насосного агрегата». Авторы: Лоншаков Н.А., Дунаев В.А., Горбунов В.А. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ: 24 марта 2016 года.

107. **Свидетельство** о государственной регистрации программы для ЭВМ №2017660074 «Детальный тепловой расчет паровой турбины». Авторы: Работаев В.Г., Шопин В.Г., Лоншаков Н.А. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ: 14 сентября 2017 года.

108. **Лоншаков, Н.А.** Исследование возможности повышения эффективности влажнопаровых турбин АЭС на основе нейросетевой технологии/ Н.А. Лоншаков, В.А. Горбунов, С.Г. Андрианов// IX Междунар. науч.-т. конф. студ., аспирантов и молодых ученых «Энергия–2014»: Матер.конф. Т. 2 – Иваново: ИГЭУ, 2014. – С. 8-12.

109. **Горбунов, В.А.** Повышение эффективности эксплуатации тепломеханического оборудования АЭС / В.А. Горбунов, Н.А. Лоншаков, В.А. Дунаев // Электроэнергетика глазами молодежи: Труды VI Междунар. Науч.-т. Конф. «Электроэнергетика глазами молодежи Иваново»: Т.2. – Иваново: ИГЭУ, 2015. - 2. - С. 335-338.

110. **Дунаев, В.А.** Повышение эффективности работы второго контура АЭС с использованием нейросетевой технологии / В.А. Дунаев, Н.А. Лоншаков, В.А. Горбунов // Матер. X Междунар. молодеж. науч. конф. «Тинчуринские чтения». Т. 2. – Казань: КГЭУ, 2015. – С. 153-154.

111. **Горбунов, В.А.** Повышение эффективности работы тепломеханического оборудования АЭС с использованием нейросетевых технологий / В.А. Горбунов, Н.А. Лоншаков, В.А. Дунаев // Матер. Междунар. науч.-т. конф. «Состояние и

перспективы развития электро- и теплотехнологии (XVIII Бенардосовские чтения)». Т. 2. – Иваново: ИГЭУ, 2015. – С. 51–54.

112. **Дунаев, В.А.** Повышение эффективности работы оборудования АЭС с использованием нейросетевых технологий / В.А. Дунаев, Н.А. Лоншаков, В.А. Горбунов // X Междунар. науч.-т. конф. студ., аспирантов и молодых ученых «Энергия–2015»: Матер. конф. Т. 2 – Иваново: ИГЭУ, 2015. – С. 10-11.

113. **Дунаев, В.А.** Анализ эффективности эксплуатации тепломеханического оборудования АЭС / В.А. Дунаев, Н.А. Лоншаков, В.А. Горбунов // VI Школа-конференция молодых атомщиков Сибири: сборник тезисов докладов, г. Томск: Изд. СТИ НИЯУ МИФИ, 2015. –С. 82.

114. **Лоншаков, Н.А.** К вопросу о повышении эффективности эксплуатации тепломеханического оборудования АЭС/ Н.А. Лоншаков, Е.Д. Морару, В.А. Дунаев, В.А. Горбунов // Тезисы докл. XXII Междунар. науч.-т. конф. студ. и аспирантов «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика». Т.3. – М.: МЭИ, 2016. – С. 24.

115. **Коркодинов, П.В.** Исследование зависимости КПД турбопитательного насоса от температуры окружающей среды на основе средств компьютерного моделирования / П.В. Коркодинов, Д.В. Чигирева, Н.А. Лоншаков, В.А. Горбунов // XI Междунар. науч.-т. конф. студ., аспирантов и молодых ученых «Энергия–2016»: Матер.конф. Т. 2 – Иваново: ИГЭУ, 2016. – С. 39-41.

116. **Лоншаков, Н.А.** Повышение эффективности эксплуатации турбопитательных насосов АЭС / Н.А. Лоншаков, В.А. Горбунов // VII Школа-конференция молодых атомщиков Сибири: сборник тезисов докладов, г. Северск: Изд. СТИ НИЯУ МИФИ, 2016. – С. 125.

117. **Горбунов, В.А.** Решение задач эффективности эксплуатации турбоустановок с применением нейросетевого инструментария на примере турбопитательных насосов АЭС / В.А. Горбунов, Н.А. Лоншаков // Матер. Междунар. науч.-т. конф. «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (XIX Бенардосовские чтения)». Т. 2. – Иваново: ИГЭУ, 2017. – С. 84–87.

118. **Мальцев, Н.А.** Исследование зависимости точности моделирования ПТН от количества численных экспериментов / Н.А. Мальцев, А.Н. Гришков, Н.А. Лоншаков // XII Междунар. науч.-т. конф. студ., аспирантов и молодых ученых «Энергия–2017»: Матер.конф. Т. 2 – Иваново: ИГЭУ, 2017. – С. 22-23.

119. **Горбунов, В.А.** Определение потерь энергии рабочей среды в регулирующем клапане паровой турбины ОК-12А / В.А. Горбунов, Н.А. Лоншаков, С.А. Токарев, И.В. Алексеев // Математические методы в технике и технологиях: Сб. тр. междунар. науч. конф.: в 12 т. Т. 9. - СПб.: Изд-во Полит. ун-та, 2018. – С. 40 – 43.

120. **Алексеев, И.В.** Анализ и оптимизация регулирующего клапана турбопитательного насоса АЭС / И.В. Алексеев, С.А. Токарев, Н.А. Лоншаков // XIII Междунар. науч.-т. конф. студ., аспирантов и молодых ученых «Энергия–2018»: Матер.конф. Т. 2 – Иваново: ИГЭУ, 2018. – С.17.

121. **Коркодинов, П.В.** Прогнозирование значения вакуума в конденсаторах паровых турбин АЭС / П.В. Коркодинов, Н.А. Лоншаков // XIII Междунар. науч.-т. конф. студ., аспирантов и молодых ученых «Энергия–2018»: Матер.конф. Т. 2 – Иваново: ИГЭУ, 2018. – С.24.

122. **Горбунов, В.А.** Сравнение эффективности работы питательных насосов с турбо- и электроприводом / В.А. Горбунов, Н.А. Лоншаков // Матер. Междунар. науч.-т. конф. «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (XX Бенардосовские чтения)». Т. 2. – Иваново: ИГЭУ, 2019. – С. 80–83.

## **ПРИЛОЖЕНИЯ**

## **ПРИЛОЖЕНИЕ 1**

**Документы, подтверждающие  
практическую реализацию результатов работы**

**УТВЕРЖДАЮ**

главный инженер филиала  
«Костромская ГРЭС»

АО «Интер РАО - Электрогенерация»



А.В. Мешков

\_\_\_\_\_ 2019 г.

### АКТ О ВНЕДРЕНИИ РАБОТЫ

1. **Наименование научной работы:** Повышение эффективности эксплуатации турбопитательных насосов электрических станций.
2. **Автор(ы):** Горбунов Владимир Александрович, Лоншаков Никита Андреевич, Андрианов Сергей Геннадьевич (ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина», г. Иваново, ул. Рабфаковская, 34).
3. **Краткая характеристика научной работы:** В рамках работы предполагается повышение эффективности работы турбопитательных насосов на основе анализа и поиска направления для оптимизации режимов его эксплуатации путем обработки эксплуатационных параметров, снятых штатными контрольно-измерительными приборами электростанции за длительный промежуток времени.
4. **Степень внедрения:** принята к рассмотрению.
5. **Предполагаемый эффект от использования результатов работы:** Увеличение выработки электроэнергии энергоблоком за счет снижение затрат тепловой энергии собственных нужд отпускаемых на работу приводной турбины питательного насоса.

Начальник ПТО

*С.Н. Балдин*

к.т.н. С. Н. Балдин

**УТВЕРЖДАЮ**  
 Заместитель директора филиала  
 АО «Концерн Росэнергоатом»  
 «Калининская АЭС»



А.С. Мохин

2019 г.

### АКТ О ВНЕДРЕНИИ РАБОТЫ

- 1. Наименование научной работы:** Повышение эффективности эксплуатации турбопитательных насосов электрических станций.
- 2. Автор(ы):** Горбунов Владимир Александрович, Лоншаков Никита Андреевич, Андрианов Сергей Геннадьевич (ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина», г. Иваново, ул. Рабфаковская, 34).
- 3. Краткая характеристика научной работы:** В рамках работы предполагается повышение эффективности работы турбопитательных насосов на основе анализа и поиска направления для оптимизации режимов его эксплуатации путем обработки эксплуатационных параметров, снятых штатными контрольно-измерительными приборами АЭС за длительный промежуток времени.
- 4. Степень внедрения:** принята к опытно-промышленной эксплуатации.
- 5. Предполагаемый эффект от использования результатов работы:** Увеличение выработки электроэнергии энергоблоком за счет снижения затрат тепловой энергии собственных нужд отпускаемых на работу приводной турбины питательного насоса, определение технически обоснованных норм расхода тепловой энергии на работу питательных турбонасосов.

Начальник ОИТПЭ

И.И.Кузьменко

## **ПРИЛОЖЕНИЕ 2**

**Свидетельства о государственной  
регистрации программ для ЭВМ**

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

**№ 2017660074**

**Детальный тепловой расчет паровой турбины**

Правообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина» (ИГЭУ) (RU)*

Авторы: *Роботаев Владимир Григорьевич (RU), Шошин Вячеслав Григорьевич (RU), Лоншаков Никита Андреевич (RU)*

Заявка № **2017616973**

Дата поступления **17 июля 2017 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **14 сентября 2017 г.**



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

*Г.П. Излиев* Г.П. Излиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

**№ 2016613350**

**Анализ эффективности работы турбопитательного  
насосного агрегата**

Правообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина» (ИГЭУ) (RU)*

Авторы: *Лоншаков Никита Андреевич (RU), Дунаев Владислав Андреевич (RU), Горбунов Владимир Александрович (RU)*

Заявка № **2016610737**

Дата поступления **02 февраля 2016 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **24 марта 2016 г.**



*Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности*

*Г.П. Ивлиев*