

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Ульяновский государственный технический университет»

На правах рукописи



ЗОЛИН МАКСИМ ВЯЧЕСЛАВОВИЧ

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ
ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ И КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК
ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЙ
ТЕРМИЧЕСКОЙ ДЕАЭРАЦИИ**

Специальность 2.4.5 – Энергетические системы и комплексы

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель: канд. техн. наук, доцент Пазушкина
Ольга Владимировна

Ульяновск 2024

Реферат

Диссертация 170 стр., 66 рис., 21 табл., 170 библ.

Термическая деаэрация, тепловая электрическая станция, вакуумный деаэратор, котельная установка, атмосферный деаэратор, газоотводящий аппарат, химически очищенная вода, добавочная вода

Объектом исследования является процесс термической деаэрации на тепловых электростанциях и в котельных установках.

Целью диссертационной работы является разработка и научное обоснование технических и технологических решений, направленных на повышение энергетической эффективности работы тепловых электростанций и котельных установок путем совершенствования действующих схем и процессов в термических деаэраторах.

Обоснована и доказана целесообразность атмосферной деаэрации с минимальным расходом пара при подпитке деаэратора только производственным конденсатом, концентрация растворенного кислорода в котором не превышает нормативного значения для деаэрированной воды. Разработаны и научно обоснованы способствующие повышению энергетической эффективности ТЭС технологические решения в части подогрева добавочной воды перед вакуумным деаэратором в теплофикационных режимах работы турбины с малым пропуском пара в конденсатор, позволяющие использовать деаэрированную добавочную питательную воду для охлаждения охладителя эжекторов, охладителя пара уплотнений турбины и сальникового подогревателя. Предложено техническое решение, обеспечивающее углубление вакуума в вакуумном деаэраторе за счет понижения температуры рабочей воды водоструйного эжектора и повышающее эффективность вакуумной деаэрации на ТЭЦ. Зарегистрирован программный продукт, позволяющий осуществлять расчет температурных параметров теплообменника и температуры нагрева добавочной воды в охладителе пара при различных фактических значениях удельного расхода пара.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1. ОБЗОР ВОПРОСОВ ТЕРМИЧЕСКОЙ ДЕАЭРАЦИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ ..	14
1.1 Физико-химические основы термической деаэрации	14
1.2 Тепло- и массообмен при термической деаэрации.....	17
1.3 Атмосферная деаэрация	22
1.3.1 Деаэратор атмосферный ДА	22
1.3.2 Деаэрационные модули LOOS.....	26
1.3.3 Работа атмосферного деаэратора с предельной массообменной эффективностью	30
1.4 Охладители выпара	32
1.5 Вакуумная деаэрация	35
1.5.1 Деаэратор вакуумный ДВ.....	35
1.5.2 Газоотводящие аппараты - эжекторы	39
1.5.3 Особенности монтажа вакуумного деаэратора на теплоисточниках	48
1.6 Способы управления процессами тепломассообмена в деаэраторах	52
1.7 Оценка возможности перехода от атмосферной деаэрации к вакуумной	54
1.8 Постановка цели и задач исследования	59
2. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ И РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ АТМОСФЕРНОГО ДЕАЭРАТОРА В ЦИКЛЕ РАБОТЫ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК	61
2.1 Описание объектов, методик и условий проведения исследования.....	61
2.1.1 Цель и задачи исследования	61
2.1.2 Характеристика объекта исследования	63
2.1.3 Состав и функциональные особенности деаэрационной установки	64
2.2 Повышение эффективности работы атмосферного деаэратора за счет использования теплоты выпара в цикле работы котельной установки.....	66
2.2.1 Действующая схема включения атмосферного деаэратора	66
2.2.2 Схема с дополнительным подогревом обратной сетевой воды	70
2.2.3 Расчет температуры химически очищенной воды после охладителя выпара	72

2.2.4 Расчет температуры воды, подогреваемой в теплообменнике выпаром деаэрата	78
2.2.5 Оценка экономичности технологии подогрева обратной сетевой воды в теплообменнике	81
2.2.6 Оценка области применения разработанной технологии	86
2.3 Повышение эффективности работы атмосферного деаэрата за счет снижения расхода выпара	90
2.3.1 Измерение качества деаэрированной воды при различной подпитке деаэрата	90
2.3.2 Схема узла атмосферной деаэрации с регулированием отвода выпара	94
2.3.3 Расчет экономии и оценка окупаемости предложенного решения	97
2.4 Выводы по второй главе	100
ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА СХЕМ ВКЛЮЧЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКИХ ДЕАЭРАТОРОВ В СИСТЕМУ РЕГЕНЕРАЦИИ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБОУСТАНОВКИ В РЕЖИМАХ РАБОТЫ ТУРБИНЫ С МАЛЫМ ПРОПУСКОМ ПАРА В КОНДЕНСАТОР	102
3.1 Оценка энергетической эффективности схем включения термических деаэраторов в систему регенерации теплофикационной турбоустановки	108
3.2 Выводы по третьей главе	122
ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СХЕМ ВКЛЮЧЕНИЯ ГАЗООТВОДЯЩИХ АППАРАТОВ ВАКУУМНЫХ ДЕАЭРАТОРОВ НА ТЭЦ	123
4.1 Анализ эффективности комбинированного применения эжекторов на примере Ульяновской ТЭЦ-2	123
4.1.1 Оценка эффективности модернизации схем включения эжекторов	126
4.1.2 Оценка эффективности применения водоструйных эжекторов на тепловых электростанциях	131
4.2 Совершенствование схемы включения узла вакуумной деаэрации на Ульяновской ТЭЦ-2	133
4.2.1 Проблемы и недостатки действующей схемы включения эжектора ЭВ-340	133
4.2.2 Усовершенствованная схема включения эжектора ЭВ-340	136
4.3 Выводы по четвертой главе	140
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	141

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	143
ПРИЛОЖЕНИЕ А ДОКУМЕНТЫ, ПОДТВЕРЖДАЮЩИЕ ПРАКТИЧЕСКУЮ РЕАЛИЗАЦИЮ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ.....	163
ПРИЛОЖЕНИЕ Б ОБЪЕКТЫ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ ...	166

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

В условиях повышения стоимости энергоресурсов проблема снижения себестоимости производства тепловой и электрической энергии является весьма актуальной. Большинство действующих теплоисточников были построены еще в советское время, где основной целью являлось наращивание энергетического потенциала и объема выработки электроэнергии. В настоящее время одним из приоритетных направлений энергетики является стремление к эффективному производству тепловой и электрической энергии на тепловых электрических станциях (ТЭС), а также оптимизация работы систем теплоснабжения, включая котельные установки, на что существенно влияют технологии деаэрации воды. Исследования процесса противокоррозионной обработки потоков воды при атмосферной и вакуумной деаэрации способствовали разработке технических решений, приводящих к повышению энергетической эффективности работы теплоисточников.

Поиск путей использования теплоты выпара атмосферных деаэраторов способствовал проведению исследований и разработке решений, направленных на совершенствование схем включения атмосферных деаэраторов и увеличение эффективности работы котельных установок.

Необходимость повышения надежности газоотводящих аппаратов для обеспечения глубокого и стабильного вакуума в вакуумных деаэраторах способствовала анализу режимов работы и схем включения газоотводящих устройств для вакуумных деаэраторов, а также разработке решений, повышающих их эффективность на ТЭЦ.

Настоящая работа посвящена исследованию существующих и разработке новых технических и технологических решений, повышающих эффективность работы теплоисточников путем совершенствования технологий термической деаэрации.

На начальных этапах данная работа выполнялась под руководством д.т.н., профессора Шарапова В.И.

Степень разработанности темы исследования

Вопросами термической деаэрации воды с первой половины прошлого столетия занимались НПО ЦКТИ, УралВТИ и другие. Существенный вклад в развитие и модернизацию деаэрационной техники внесли Оликер И.И., Пермяков В.А., Литвин О.П., Шарапов В.И., Ледуховский Г.В., Виноградов В.Н., Лаптев А.Г., Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Зимин Б.А., Галустов В.С. и многие другие ученые.

В настоящее время исследованиями термической деаэрации в атмосферных деаэраторах занимаются научные школы Ивановского государственного энергетического университета им. В.И. Ленина (ИГЭУ), Самарского государственного технического университета (СамГТУ) и Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). Значимые исследования работы деаэраторов на тепловых электростанциях и в котельных установках выполнены на кафедре «Теплогазоснабжение и вентиляция им. В.И. Шарапова» Ульяновского государственного технического университета (УлГТУ), в том числе рассматривались способы управления процессами теплообмена в деаэраторах, определение теоретически необходимого количества выпара.

Однако вопросы повышения энергетической эффективности процесса вакуумной деаэрации на ТЭС, снижения расхода выпара или использования теплоты выпара атмосферного деаэратора в цикле работы котельных установок, повышения надежности газоотводящих аппаратов для обеспечения глубокого вакуума в вакуумных деаэраторах требуют дальнейшего исследования.

Целью работы является разработка и научное обоснование технических и технологических решений, направленных на повышение энергетической эффективности работы тепловых электростанций и котельных установок путем совершенствования действующих схем и процессов в термических деаэраторах.

Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие **задачи**:

1. Проведение исследования работы атмосферного деаэратора на производственной котельной с минимальным расходом выпара.

2. Разработка технологических решений по использованию теплоты выпара атмосферных деаэраторов.

3. Разработка технологических решений в части подогрева добавочной воды перед вакуумным деаэратором в теплофикационных режимах работы турбины с малым пропуском пара в конденсатор.

4. Совершенствование схем включения газоотводящих аппаратов вакуумных деаэраторов на ТЭЦ.

5. Техничко-экономический анализ предложенных решений.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Обоснована и доказана целесообразность атмосферной деаэрации с минимальным расходом выпара при подпитке деаэратора только производственным конденсатом, концентрация растворенного кислорода в котором не превышает нормативного значения для деаэрированной воды.

2. Разработаны и научно обоснованы способствующие повышению энергетической эффективности ТЭС технологические решения в части подогрева добавочной воды перед вакуумным деаэратором в теплофикационных режимах работы турбины с малым пропуском пара в конденсатор, позволяющие использовать деаэрированную добавочную питательную воду для охлаждения охладителя эжекторов, охладителя пара уплотнений турбины и сальникового подогревателя.

3. Предложено техническое решение, обеспечивающее углубление вакуума в вакуумном деаэраторе за счет понижения температуры рабочей воды водоструйного эжектора и повышающее эффективность вакуумной деаэрации на ТЭЦ.

Теоретическая значимость исследования обоснована следующим. Полученные при теоретическом обосновании разработанных технических и технологических решений научные результаты могут использоваться при реализации конкретных проектов на теплоисточниках. Оценена эффективность использования теплоты выпара атмосферного деаэратора в цикле работы котельной установки. Определены условия и режим работы атмосферного

деаэратора при подпитке только производственным конденсатом с минимальным расходом пара без ухудшения качества деаэрированной воды. Проанализирована эффективность работы газоотводящих аппаратов на ТЭЦ, выполнена оценка работы пароструйных и водоструйных эжекторов.

Практическая значимость работы заключается в следующем:

1. Предложено технологическое решение в части подогрева сетевой воды выпаром атмосферного деаэратора, позволяющее исключить потери теплоты, удаляемой с выпаром деаэратора в атмосферу, повысить эффективность и экономичность котельной установки. Оценка экономичности данного решения для деаэраторов, производительностью 15 - 50 м³/ч, показала, что в случае установки подогревателя обратной сетевой воды экономия пара достигнет 0,17 - 3,5 т/сут. Окупаемость технологии с производительностью деаэратора 50 м³/ч составит от 6 месяцев до 2,5 лет.

2. Разработана схема узла атмосферной деаэрации с регулированием отвода пара, позволяющая снизить расход пара на деаэратор при подпитке деаэратора производственным конденсатом. При среднем показателе возврата конденсата с производства экономия пара для деаэратора производительностью 50 м³/ч достигнет 0,8 т/сут. Срок окупаемости разработанной схемы в зависимости от расхода подпитки деаэратора конденсатом составит от 1,5 до 2 лет.

3. Зарегистрирован программный продукт, позволяющий осуществлять расчет температурных параметров теплообменника и температуры нагрева добавочной воды в охладителе пара с учетом цен на ресурсы и параметров потоков воды при различных фактических значениях удельного расхода пара.

4. Разработаны технологические решения в части подогрева воды перед вакуумным деаэратором добавочной питательной воды котлов на ТЭЦ, позволяющие снизить потери теплоты в конденсаторе турбины за счет ограничения включения рециркуляции основного конденсата турбины в режимах работы с малым пропуском пара в конденсатор. Реализация каждого из разработанных решений дает годовую экономию условного топлива порядка 930 т/год.

5. Разработана схема узла вакуумной деаэрации, обеспечивающая углубление вакуума в вакуумном деаэраторе за счет понижения температуры рабочей воды водоструйного эжектора. При реализации данного решения экономический эффект составит 2,5 млн. руб/год со сроком окупаемости 2 года 5 месяцев.

Методология и методы исследований. В работе использованы теоретические методы исследования тепло- и массообмена и гидродинамики в теплообменных и газоотводящих аппаратах, основанные на классических законах физики и химии; теоретические и экспериментальные методы исследования энергетической эффективности и технико-экономической эффективности разработанных решений; эвристические методы поиска новых технических решений.

Степень достоверности результатов проведенных исследований обусловлена применением методов и методик исследования, основанных на фундаментальных законах технической термодинамики, теории теплообмена, использованием широко апробированных основ расчета энергетической эффективности деаэрации на ТЭЦ, апробированных методик технико-экономического анализа и обработки результатов опытного исследования, сопоставимостью полученных данных с экспериментальными и опубликованными данными других авторов, патентной чистотой разработанных решений.

Разработки защищены патентами РФ на изобретения.

Положения, выносимые на защиту:

1. Результаты исследований узла атмосферной деаэрации при работе деаэратора с минимальным расходом выпара и регулированием отвода выпара, доказывающие, что режим работы деаэратора без подпитки химически очищенной водой способствует снижению расхода производственного пара, увеличивая экономичность котельной без ухудшения качества деаэрированной воды.

2. Научно обоснованные технологические решения, направленные на повышение энергетической эффективности теплоэнергетических и котельных установок за счет модернизации схем включения термических деаэраторов:

- позволяющие исключить потери теплоты, удаляемой с выпаром деаэратора в атмосферу, повысить эффективность котельной установки за счет подогрева выпаром обратной сетевой воды и снизить расход производственного пара на подогрев воды;

- предусматривающие подогрев добавочной воды перед вакуумным деаэратором в теплофикационных режимах работы турбины с малым пропуском пара в конденсатор, позволяющие использовать деаэрированную добавочную питательную воду для охлаждения охладителя эжекторов, охладителя пара уплотнений турбины и сальникового подогревателя, а также способствующие повышению энергетической эффективности ТЭС.

3. Результаты исследования существующих схем включения газоотводящих аппаратов вакуумных деаэраторов на ТЭС и технологические решения, обеспечивающие эффективную работу пароструйного и водоструйного эжекторов.

4. Результаты технико-экономического обоснования предложенных технологических решений.

Реализация результатов работы.

Материалы диссертации приняты к внедрению:

- в Ульяновском филиале ПАО «Т Плюс» – схема узла вакуумной деаэрации в соответствии с патентом РФ № 2789762, обеспечивающая углубление вакуума в вакуумном деаэраторе;

- АВ InVev Efes – схема подогрева обратной сетевой воды выпаром атмосферного деаэратора, позволяющая исключить потери теплоты, удаляемой с выпаром деаэратора в атмосферу;

- Ульяновском государственном техническом университете - программный продукт «Расчет температурных показателей и экономии пара при атмосферной деаэрации» внедрен в учебный процесс на кафедре «Теплогазоснабжение и вентиляция им. В.И. Шарапова».

Личное участие автора в получении результатов работы состоит в разработке технологического решения, позволяющего исключить потери теплоты с выпаром деаэратора и повысить эффективность котельной установки за счет

подогрева обратной сетевой воды и снижения расхода производственного пара; разработке технологических решений в части подогрева добавочной воды перед вакуумным деаэратором на ТЭЦ, позволяющих снизить потери теплоты в конденсаторе турбины за счет ограничения включения рециркуляции основного конденсата турбины в режимах работы с малым пропуском пара в конденсатор; непосредственном участии в проведенном исследовании узла атмосферной деаэрации с регулированием отвода выпара, подтверждающим, что режим работы деаэратора с минимальным расходом выпара и без подпитки химически очищенной водой способствует снижению расхода производственного пара на деаэратор; обобщении и анализе полученных результатов; подготовке публикаций по тематике исследования.

Апробация работы. Основные научные результаты диссертации представлены на научно-технических конференциях, из которых можно отметить: Пятнадцатую всероссийскую (седьмую международную) научно-техническую конференцию «ЭНЕРГИЯ-2020» (г. Иваново, 2020 г.); VIII Всероссийскую научно-техническую конференцию, посвященную столетию МИСИ-МГСУ «Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции» (г. Москва, 2020 г.); Международную научно-техническую конференцию «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (XXI Бенардосовские чтения)» (г. Иваново, 2021 г.); I Всероссийскую научно-техническую конференцию с международным участием «Развитие методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетики» (г. Ульяновск, 2021 г.); XVI Минский международный форум по тепло- и массообмену (г. Минск, 2022 г.); Восьмую Российскую национальную конференцию по теплообмену РНТК-8 (г. Москва, 2022 г.); XVI Международную научно-техническую конференцию «Совершенствование энергетических систем и теплоэнергетических комплексов» (г. Саратов, 2022 г.).

Публикации. Основные положения и результаты диссертационного исследования опубликованы в 22 печатных работах, из них 7 статей в рецензируемых журналах по списку ВАК, 1 статья в издании, индексируемом в

международной базе Scopus, 1 статья в других изданиях, 1 патент на изобретение, 2 патента на полезную модель, 1 свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ, 9 тезисов и полных текстов докладов конференций.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 170 наименований. Общий объем работы составляет 170 страниц печатного текста, включая 66 рисунков, 21 таблицу и 2 приложения.

1. ОБЗОР ВОПРОСОВ ТЕРМИЧЕСКОЙ ДЕАЭРАЦИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

1.1 Физико-химические основы термической деаэрации

Ключевым фактором, влияющим на пригодность технического оборудования, является коррозионное повреждение металла, скорость которого может отличаться от проектной в несколько раз.

Коррозия (от лат. «corrosio» - разъедать, разрушать) - процесс разрушения материалов в результате взаимодействия с агрессивной средой. При этом в результате химического или физико-химического взаимодействия с окружающей средой происходит потеря их эксплуатационных свойств [1, 64].

Коррозия металлов представляет собой разрушение их поверхности в результате химического или электрохимического взаимодействия с агрессивной средой. Вода H_2O является основным рабочим телом, контактирующим с металлом трубопроводов и теплоэнергетического оборудования. Процессы коррозионного разрушения оборудования тепловых электрических станций усугубляются присутствием в воде растворенных коррозионно-активных газов, которые проникают в воду различными путями. Например, кислород O_2 и азот N_2 попадают в воду вследствие контакта ее с атмосферным воздухом. Что касается систем теплоснабжения, то основное количество кислорода O_2 попадает в тепловую сеть с присосами воздуха в неплотностях оборудования и с подпиточной водой. Продуктом коррозии металла оборудования обычно является водород H_2 . Аммиак NH_3 может содержаться в исходной воде в виде примеси или вводиться в химически очищенную или питательную воду при амминировании, аммоний-катионировании или присадке сульфата аммония $(NH_4)_2SO_4$. Сернистый ангидрид SO_2 и сероводород H_2S могут попадать в пароводяной цикл станции с исходной водой или в результате разложения сульфита натрия Na_2SO_3 в котлах высокого давления при использовании этого реагента для химического обескислороживания воды [8].

Из перечисленных выше растворенных в воде газов большинство являются опасными коррозионными агентами и подлежат удалению или преобразованию в безвредные вещества. К ним относятся, прежде всего, кислород O_2 и свободная углекислота CO_2 , а также сероводород H_2S и свободный хлор Cl_2 . Азот N_2 и водород H_2 являются инертными газами, безопасными в отношении коррозии металла.

Коррозионное воздействие кислорода O_2 и диоксида углерода CO_2 тесно взаимосвязано с действием других коррозионных факторов: величиной pH , солесодержанием, скоростью движения и температурой воды, видом корродирующего металла [1].

Как видно из рисунка 1.1.1, скорость коррозии стали пропорциональна концентрации кислорода в воде [1]. Так при повышении концентрации кислорода в воде в 3 раза скорость коррозии тоже возрастает в 3 раза.

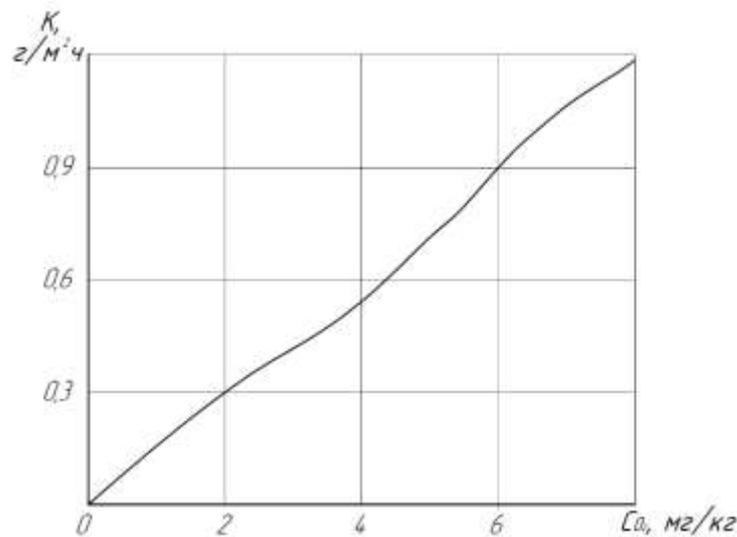


Рисунок 1.1.1 - Влияние концентрации кислорода, растворенного в воде, на скорость коррозии стали

Для кислорода характерно двойное влияние на процесс коррозии. С одной стороны, кислород как пассиватор приводит к ослаблению коррозии вследствие образования защитной пленки на поверхности металла, окисления обнаженных участков поверхности и образования пассивирующих адсорбционных слоев. С другой стороны, кислород O_2 как активный деполяризатор вызывает усиление коррозии вследствие деполяризации

катодных участков. При увеличении концентрации кислорода в растворе скорость коррозии сначала увеличивается, но затем защитное действие кислорода становится преобладающим и интенсивность общей коррозии уменьшается [140].

Особенно высокую коррозионную активность кислород O_2 имеет в присутствии углекислоты CO_2 , которая в этом случае играет роль коррозионного катализатора [105, 147, 150].

Присутствие в воде свободного диоксида углерода в среднем в три раза повышает интенсивность кислородной коррозии металла. При наличии в воде CO_2 , образующийся при диссоциации угольной кислоты H_2CO_3 водород H_2 оказывает восстанавливающее и отслаивающее действие на защитные оксидные пленки. Неустойчивость оксидных пленок приводит к непрерывному поступлению кислорода к поверхности металла. Слабая связь оксидных пленок с поверхностью корродирующего металла и последующее их отслаивание под действием угольной кислоты H_2CO_3 резко интенсифицирует процесс внутренней коррозии. Подобное свойство угольной кислоты показано на рисунке 1.1.2 [124], где кривые 1 и 2 показывают ход кислородной коррозии стали в воде, содержащей и не содержащей угольную кислоту.

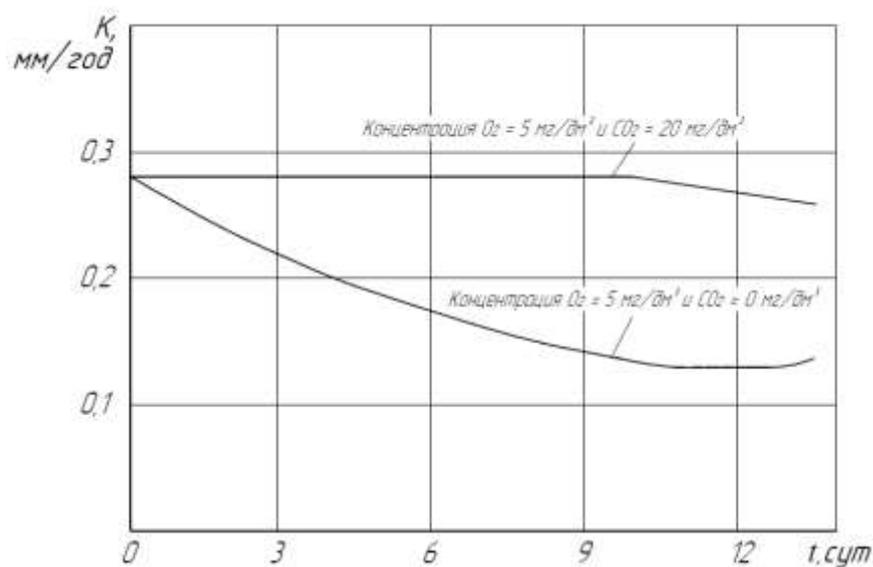


Рисунок 1.1.2 - Зависимость скорости коррозии стали в воде от времени при температуре 40 °C

На тепловых электростанциях с обессоливанием добавочной питательной воды паровых котлов присутствие в ней диоксида углерода CO_2 , кроме того, снижает эффективность эксплуатации анионитных фильтров.

В связи с высокой коррозионной агрессивностью кислорода и диоксида углерода содержание O_2 , CO_2 и соответствующее содержанию CO_2 значение показателя pH в основных технологических потоках теплоэнергетических установок строго нормируется. Так, в подпиточной воде систем теплоснабжения концентрация кислорода должна составлять не более 50 мкг/дм³. Диоксид углерода должен отсутствовать, чему соответствует значение $pH \geq 8,33$ [140].

Таким образом, для снижения развития коррозии трубопроводов тепловых электростанций, подпиточная вода перед подачей ее в тепловую сеть должна быть подвергнута термической деаэрации.

1.2 Тепло- и массообмен при термической деаэрации

Термической деаэрацией называется процесс удаления растворенных коррозионно-активных газов (прежде всего, кислорода O_2 и диоксида углерода CO_2) из воды и представляет собой сочетание процессов теплообмена (нагрева деаэрируемой воды до температуры насыщения) и массообмена (удаления коррозионно-агрессивных и инертных газов из деаэрируемой воды в паровую среду). Термическая деаэрация осуществляется в термических деаэраторах.

Согласно закону Генри, максимальное количество газа, которое может быть растворено в воде, в том числе и при термической деаэрации, пропорционально парциальному давлению газа над водой [140]:

$$C_p = \Psi \cdot p_r, \quad (1.2.1)$$

где C_p - максимальное количество газа, которое может быть растворено в воде, мкг/дм³ (также C_p часто упоминается как равновесная концентрация растворенного газа); p_r - парциальное давление данного газа над водой, Па;

Ψ - коэффициент массовой растворимости (коэффициент Генри), мкг/(дм³·Па). Коэффициент растворимости Ψ зависит от температуры воды.

Равновесное давление газа - это парциальное давление газа над водой, соответствующее действительному количеству растворенного газа p_p , Па, которое находится по формуле [140]:

$$p_p = \frac{C_d}{\Psi}, \quad (1.2.2)$$

где C_d - действительное массовое количество газа в воде, мкг/дм³.

Соответственно, равновесная концентрация газа в воде C_p является функцией действительного парциального давления данного газа над водой p_r , а равновесное парциальное давление газа над водой является функцией действительной концентрации растворенного газа в воде C_d [105, 138].

Применительно к растворимости газа в воде существует два прямо противоположных процесса: абсорбция - растворение газа в воде, и десорбция – выделение газа из воды. Оба этих процесса имеют отношение к парциальному давлению газа, а именно: если парциальное давление газа выше равновесного ($p_r > p_p$), то происходит абсорбция газа водой, если же парциальное давление газа меньше равновесного ($p_r < p_p$), то происходит десорбция газа из воды.

Таким образом, термическая деаэрация воды основана на законе распределения вещества между фазами и является частным случаем его приложения, согласно которому растворимость газа в воде с учетом его парциального давления в пространстве над водой характеризуется следующей зависимостью [140]:

$$C = \Psi \cdot p_r = \Psi(p - p_n), \quad (1.2.3)$$

где p - суммарное давление газа и водяных паров в пространстве над водой, Па; p_n - парциальное давление водяных паров в том же пространстве, Па.

Исходя из зависимости (1.3) видно, что растворимость газа в воде равна нулю при условии $p_n = p$, что имеет место при кипении воды. Численное значение давления в пространстве над водой практически не влияет на эффект

деаэрации. Поэтому термическую деаэрацию можно осуществлять как при давлении выше атмосферного, так и ниже, если температура воды равна температуре кипения при данном давлении [10].

Отметим, что газы в процессе деаэрации могут удаляться из воды двумя способами: дисперсией (выделением образующихся в объеме жидкости мелких пузырьков газа) и диффузией (прониканием газа через поверхность контакта фаз). По сравнению с диффузией дисперсия протекает более интенсивно, и при определенных конструкциях деаэратора данным способом можно удалить до 90 - 95 % растворенных в воде газов [63, 140].

Но газы выделяются из воды лишь до тех пор, пока равновесное парциальное давление, соответствующее их концентрации в жидкой фазе, превышает парциальное давление этих газов над водой ($p_r < p_p$). Поэтому для глубокой дегазации воды (полное удаление растворенных газов) необходимо использовать пар с возможно меньшим содержанием удаляемых из воды компонентов воздуха.

Более того, доведение неподвижной воды до состояния кипения еще не обеспечивает полного удаления растворенных в ней газов. Эффективность процесса термической деаэрации во многом зависит от времени и площади контакта фаз, увеличение которой достигается путем тонкого дробления воды на струи, пленки и капли или пропускания пара в виде мелких пузырьков через слой деаэрируемой воды (барботаж) [60].

Движущей силой процесса дегазации считается разность между фактической и равновесной концентрациями удаляемого газа, а уравнениям переноса теплоты и вещества придается идентичный вид [60]:

$$Q = k_1 \Delta t F, \quad (1.2.4)$$

$$G = k_2 \Delta c F, \quad (1.2.5)$$

где Q и G - соответственно количество переданных теплоты и массы; k_1 и k_2 - соответственно коэффициенты тепло- и массопередачи; F - поверхность контакта фаз; Δt - температурный напор; Δc - концентрационный напор

(движущая сила процесса десорбции) - средняя разность фактической и равновесной концентраций удаляемого газа в деаэрируемой воде.

Коэффициенты теплопередачи k_1 и массопередачи k_2 зависят от параметров и свойств жидкой и паровой среды, формы и размеров поверхности контакта фаз и степени их турбулизации.

В связи с тем, что определение действительной поверхности контакта фаз в реальных конструкциях деаэраторов представляет значительные трудности, то в термической деаэрации приходится пользоваться коэффициентами массопередачи, отнесенными или к единице рабочего объема деаэратора (объемные коэффициенты массопередачи), или к рабочей поверхности деаэрирующего элемента (например, барботажного листа) [140].

Изучению процессов тепломассообмена применительно к деаэрационным аппаратам посвящено множество трудов ученых теплоэнергетиков. Исследования [18, 95, 101, 107, 153, 167, 170] посвящены анализу физико-химических процессов в тепломассообменных аппаратах и выявлению оптимального управления тепломассообменными процессами. Одним из методов изучения и анализа процессов тепломассообмена в термических деаэраторах является метод построения математических моделей. Так, при разработке математических моделей процессов деаэрации в большинстве случаев площадь поверхности раздела фаз и коэффициенты тепло- или массопередачи не разделяются и рассматриваются в виде единого комплекса. На данном принципе основаны модели, описанные в работах И.И. Оликера, В.А. Пермякова [17, 59 – 65], С.С. Кутателадзе [39 – 43], Г.В. Ледуховского [45 – 48, 97, 151, 152], В.Н. Виноградова [5, 8, 9], В.И. Шарапова [118 – 143, 158 - 165], В.С. Галустова [12 - 15], И.А. Труб [113], А.Г. Лаптев [44], А.А. Кудинова [33 – 38] и Зиганшиной С.К. [21 – 24].

Таким образом, каждый из вышеперечисленных ученых вносит большой вклад в развитие технологий термической деаэрации, позволяющий усовершенствовать существующие и разрабатывать новые деаэрационные устройства.

В настоящее время на тепловых электрических станциях для снижения коррозионной активности добавочной питательной воды применяются термические деаэраторы, которые классифицируются по давлению, назначению и способу распределения воды в паре.

Выделяют следующие типы деаэраторов в зависимости от давления [16]:

- деаэраторы повышенного давления (ДП) с абсолютным рабочим давлением 0,6-1,0 МПа (6-10 кгс/см²);
- деаэраторы атмосферного давления (ДА) с абсолютным рабочим давлением 0,11-0,13 МПа (1,1-1,3 кгс/см²);
- деаэраторы вакуумные (ДВ) с абсолютным рабочим давлением 0,015-0,08 МПа (0,15-0,8 кгс/см²).

Деаэраторы повышенного давления применяются только для деаэрации общего потока питательной воды на электростанциях перед котлами.

Деаэраторы атмосферного давления и вакуумные деаэраторы применяются как для деаэрации подпиточной воды теплосети, так и для деаэрации добавочной питательной воды ТЭЦ.

По способу распределения воды в паре различают деаэраторы пленочные, струйные, капельные, барботажные [140].

При применении одного из видов распределения деаэратор относится к одноступенчатому, при применении одновременно двух видов – к двухступенчатому [16, 86, 90].

Подробнее рассмотрим распространенные конструкции атмосферных и вакуумных деаэраторов, применяемых для деаэрации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды в котельных и на ТЭЦ, а также конструкции охладителей эжекторов и газоотводящих аппаратов.

1.3 Атмосферная деаэрация

1.3.1 Деаэратор атмосферный ДА

Основными производителями атмосферного деаэратора типа ДА являются такие предприятия как ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова» (ОАО «НПО ЦКТИ») г. Санкт-Петербург, ОАО «Саратовский завод энергетического машиностроения» (ОАО «САРЭНЕРГОМАШ») г. Саратов и Электростальский котельный завод ООО «КОТЛОМАШ» г. Электросталь.

Атмосферный деаэратор ДА является струйно-барботажным и состоит из следующих элементов:

- бак деаэраторный (БДА);
- деаэрационная колонка (ДА) или (КДА);
- охладитель выпара (ОВА);
- предохранительное устройство (гидрозатвор).

В деаэраторе применена двухступенчатая схема дегазации, где первая ступень - струйная, вторая - барботажная, причем обе ступени размещены в деаэрационной колонке (рисунок 1.3.1) [4]. Атмосферная деаэрация в подобных аппаратах осуществляется при температуре деаэрированной воды 100 – 106 °С.

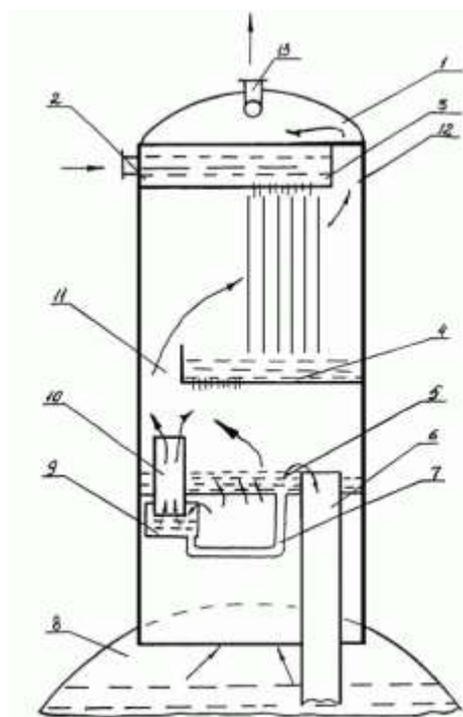


Рисунок 1.3.1 - Типовая конструкция деаэратора атмосферного типа: 1 – деаэрационная колонка; 2 – патрубок для подачи воды; 3 – перфорированная тарелка; 4 – перепускная тарелка; 5 – барботажный лист; 6 - сливные трубы; 7 – труба, обеспечивающая залив гидрозатвора; 8 – аккумуляторный бак; 9 – перепускное устройство; 10 – пароперепускная труба; 11 – отверстие; 12 - зазор для отвода пара; 13 – патрубок для отвода выпара

Процесс деаэрации в данном аппарате протекает следующим образом. Потоки воды, подлежащей деаэрации, подаются в колонку 1 через патрубки 2 на верхнюю перфорированную тарелку 3. С последней вода стекает струями на расположенную ниже перепускную тарелку 4, откуда узким пучком струй увеличенного диаметра сливается на начальный участок непровального барботажного листа 5. Затем вода проходит по барботажному листу в слое, обеспечиваемом переливным порогом, и через сливные трубы 6 сливается в аккумуляторный бак 8. Проходя сквозь отверстия барботажного листа, площадь которых выбрана с таким расчетом, чтобы исключить провал воды при минимальной тепловой нагрузке деаэратора, пар подвергает воду интенсивной обработке. При увеличении тепловой нагрузки давление в камере под листом 5 возрастает, срабатывает гидрозатвор перепускного устройства 9, и избыточный пар перепускается в обвод барботажного листа через пароперепускную трубу 10. Труба 7 обеспечивает залив гидрозатвора перепускного устройства деаэрированной воды при снижении тепловой

нагрузки. Из барботажного устройства пар через отверстие 11 направляется в отсек между тарелками 3 и 4. Парогазовая смесь (выпар) отводится из деаэратора через зазор 12 и патрубок 13. В струях происходит подогрев воды до температуры, близкой к температуре насыщения, а также удаление основной массы газов и конденсация большей части пара, подводимого в деаэратор. На барботажном листе осуществляется догрев воды до температуры насыщения с незначительной конденсацией пара и удалением коррозионно-агрессивных газов. Процесс дегазации завершается в аккумуляторном баке, где происходит выделение из воды мельчайших пузырьков газа за счет отстоя.

На рисунке 1.3.2 приведена типовая схема включения атмосферного деаэратора [56].

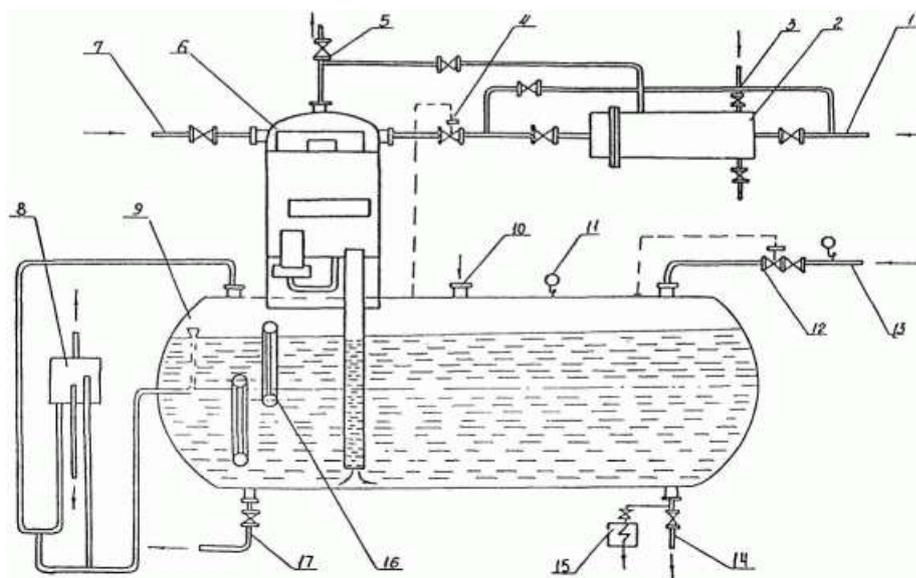


Рисунок 1.3.2 - Схема включения атмосферного деаэратора:

1 - подвод химически очищенной воды; 2 - охладитель выпара; 3, 5 - выхлоп в атмосферу; 4 - клапан регулировки уровня, 6 – деаэрационная колонка; 7 - подвод основного конденсата; 8 - предохранительное устройство; 9 - деаэрационный бак; 10 - подвод деаэрированной воды; 11 - манометр; 12 - клапан регулировки давления; 13 - подвод горячего пара; 14 - отвод деаэрированной воды; 15 - охладитель проб воды; 16 - указатель уровня; 17- дренаж;

Химически очищенная вода (ХОВ) 1 через охладитель выпара 2 и регулирующий клапан 4 подается в деаэрационную колонку 6. Также в колонку 6 направляется поток основного конденсата с температурой ниже рабочей температуры деаэратора. Отвод выпара из установки осуществляется

через охладитель выпара 2 и трубы 3 или непосредственно в атмосферу по трубе 5. Для защиты деаэратора от аварийного повышения давления и уровня устанавливается самозаливающее комбинированное предохранительное устройство 8. Периодическая проверка качества деаэрированной воды на содержание кислорода и свободной углекислоты производится с помощью теплообменника для охлаждения проб воды 15.

Основные технические характеристики деаэраторов атмосферного давления типа ДА приведены в таблице 1.3.1 [32].

Таблица 1.3.1 - Технические характеристики деаэраторов атмосферных

Технические характеристики	Модификация деаэратора						
	ДА - 5	ДА - 15	ДА - 25	ДА - 50	ДА - 100	ДА - 200	ДА-300
Производительность номинальная, м ³ /ч	5	15	25	50	100	200	300
Рабочее давление, МПа (кгс/см ²)	0,1176 (1,2)						
Диапазон производительности, %	30 - 120						
Диапазон производительности, м ³ /ч	1,5 - 6	4,5 - 18	7,5 - 30	15 - 60	30-120	40-240	90-360
Рабочая температура (деаэрированной воды), °С	104,25						
Подогрев воды в деаэраторе, °С	10 - 50						
Полезная емкость аккумуляторного бака, м ³	2	4	8	15	25	50	75
Типоразмер охладителя выпара	ОВА - 2				ОВА - 8	ОВА - 16	ОВА-24

К преимуществам традиционных атмосферных струйно-барботажных деаэраторов, несомненно, можно отнести колоссальный практический опыт их

эксплуатации, наладки и проектирования, проверенную временем надежность, массообменную и энергетическую эффективность, а также высокие показатели качества деаэрированной воды.

Недостатками таких деаэраторов являются сравнительно большая металлоемкость, неустойчивость гидравлических процессов и вероятность возникновения гидравлических ударов, ухудшение деаэрации при малых и больших гидравлических нагрузках.

1.3.2 Деаэрационные модули LOOS

Среди иностранных производителей можно выделить деаэрационные модули немецкой компании LOOS, предназначенные для обеспечения паровых котлов подготовленной питательной водой и утилизации продувочной и сливной воды. Схема подключения деаэрационного модуля приведена на рисунке 1.3.3 [109].

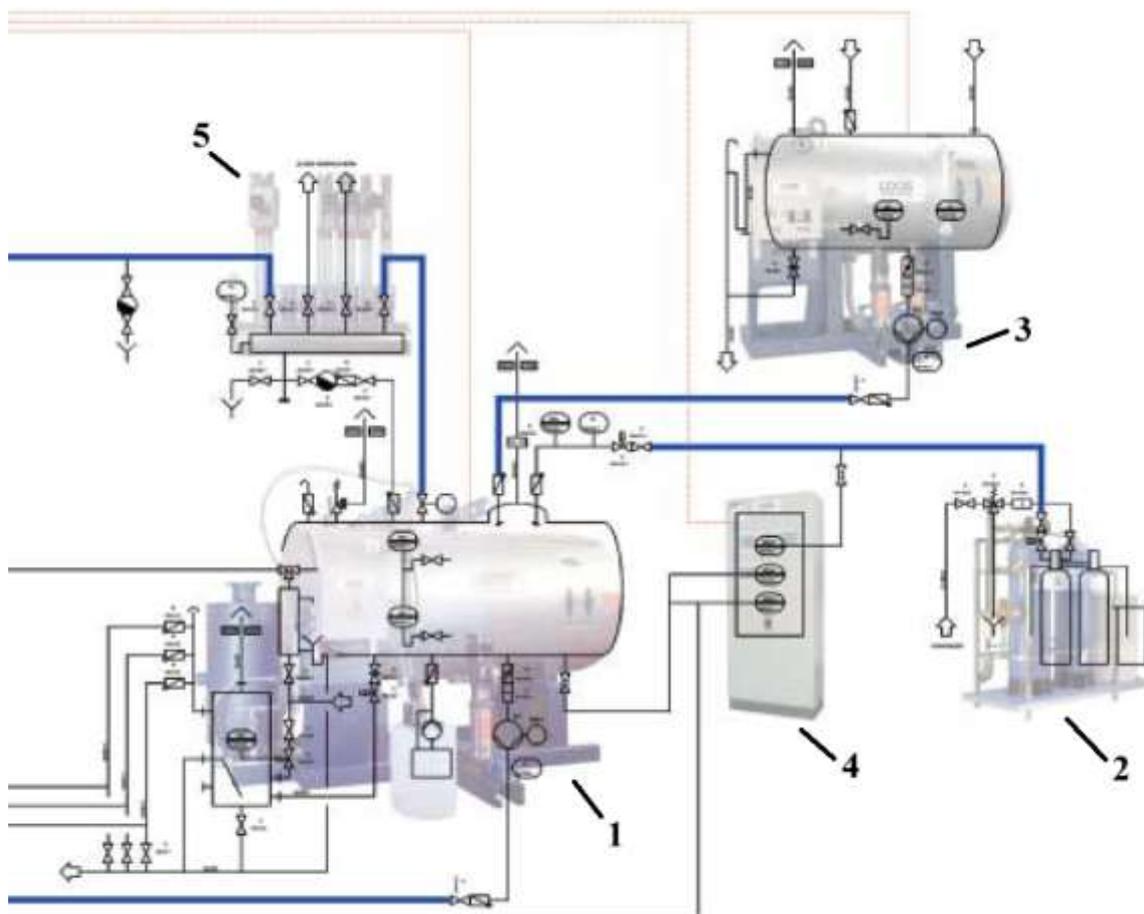


Рисунок 1.3.3 - Схема подключения деаэрационного модуля LOOS:
1 – деаэрационный модуль; 2 – модуль водоподготовки; 3 – конденсатный сервисный модуль; 4 – анализатор воды; 5 - распределительный коллектор

Схема (рисунок 1.3.3) содержит:

- деаэрационный модуль – для осуществления деаэрации питательной воды котлов;
- конденсатный сервисный модуль – для сбора конденсата с производства и последующего направления данного конденсата в деаэратор;
- анализатор воды - для постоянного измерения и проверки: величины рН питательной воды, содержания O_2 питательной воды, остаточной жесткости подпиточной воды и величины рН воды котла.
- модуль водоподготовки - для умягчения воды и осуществления фильтрации сырой воды перед деаэрацией.
- распределительный коллектор, в котором потоки пара или перегретой воды распределяются между потребителями, при этом осаждается и сепарируется остаточная влажность.

По производительности деаэрационные модули LOOS подразделяются на два типа: WSM-T частичной деаэрации - для всех типов паровых котлов производительностью до 8 т/ч (рисунок 1.3.4) и WSM-V полной деаэрации - для всех типов паровых котлов производительностью от 2 до 100 т/ч (рисунок 1.3.5) [109].



Рисунок 1.3.4 - Модуль WSM-T



Рисунок 1.3.5 - Модуль WSM-V

Модуль WSM-V в отличие от WSM-T комплектуется распылителем или деаэрационной колонкой. В качестве примера на рисунок 1.3.6 приведена

конструктивная схема деаэрационного модуля WSM-T с деаэрационной колонкой TDM-50 [109].

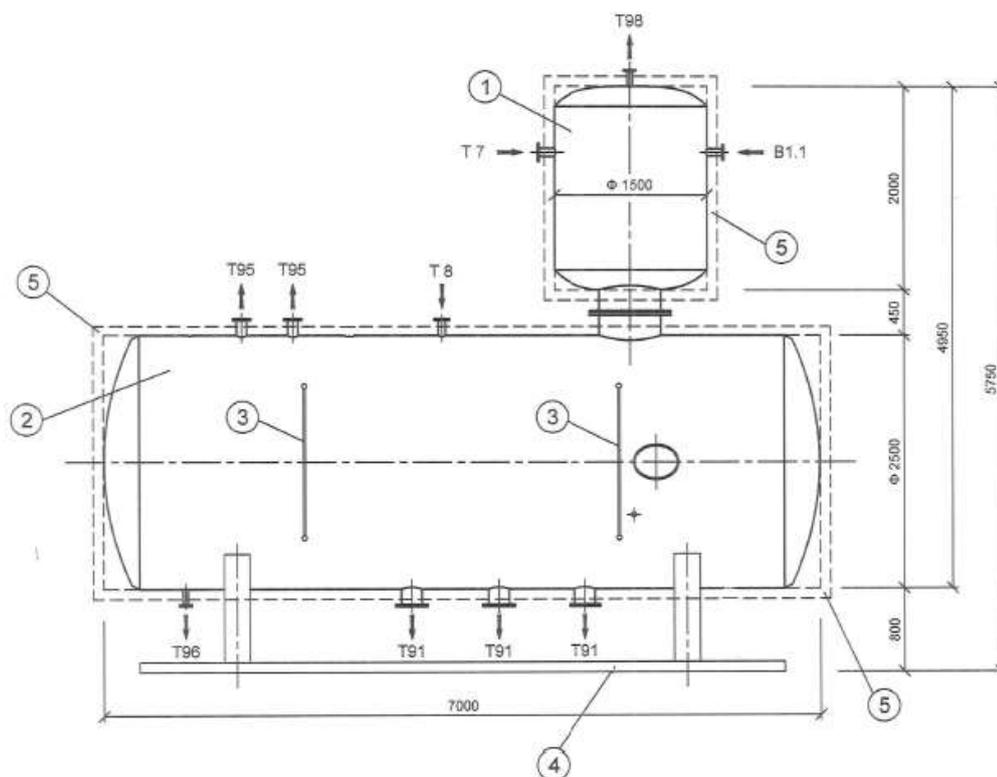


Рисунок 1.3.6 - Конструктивная схема модуля WSM-T с деаэрационной колонкой TDM-50: 1 – деаэратор атмосферный TDM-50; 2 – бак-аккумулятор; 3 - водоуказательные стекла; 4 – опорная рама; 5 – тепловая изоляция; B1.1 - трубопровод подвода химически очищенной воды; T7 – трубопровод подвод конденсата с производства; T8 – трубопровод подвода греющего агента (пара); T91 - трубопроводы отвода деаэрированной воды; T95 – предохранительные клапана; T96 – резервный кран (слив); T98 – трубопровод отвода выпара

К деаэрационной колонке TDM-50 (далее по тексту – деаэратор TDM-50, TDM-50) подключен трубопровод подвода химически очищенной воды B1.1, трубопровод подвода конденсата с производства T7, трубопровод подвода греющего агента T8, трубопровод отвода выпара T98 и трубопроводы отвода деаэрированной воды T91 [79, 168].

Технические характеристики деаэратора TDM-50 приведены в таблице 1.3.2 [109].

Таблица 1.3.2 - Технические характеристики деаэратора TDM-50

Характеристика, единицы измерения	Значение
Рабочее давление, МПа (кгс/см ²)	0,020 (0,20)
Расчетное давление, МПа (кгс/см ²)	0,050 (0,50)
Рабочая температура хим. очищенной воды, °С	104,0

Характеристика, единицы измерения		Значение
Расчетная температура хим. очищенной воды, °С		110,0
Характеристика рабочей среды	жесткость, мк·экв/л	15,0
	значение рН	8,5...9,5
	содержание масел, мг/л	3,0
Производительность, м ³ /ч		50,0
Вместимость деаэратора, м ³		3,0
Вместимость питательного бака, м ³		30,0

В данном случае в деаэратор TDM-50 поступают два потока воды: химически очищенная вода, прошедшая умягчение в модуле водоподготовки, и конденсат с производства, который изначально собирается в конденсатном сервисном модуле, а затем подается в деаэратор. Греющим агентом для осуществления процесса деаэрации является пар.

Собственно, сам процесс атмосферной деаэрации происходит следующим образом. Конденсат с производства и химически очищенная вода поступают в верхнюю часть деаэратора на распределительную тарелку, с которой отдельными струйками распределяются по всему сечению колонки и стекают вниз последовательно через ряд расположенных одна под другой промежуточных тарелок с мелкими отверстиями. Пар для подогрева воды подводится в бак-аккумулятор и внутри бака общий паропровод разделяется на два паропровода. По первому паропроводу, который протягивается практически до дна бака-аккумулятора, пар подается под деаэрированной водой, тем самым обеспечивая дополнительную деаэрацию. По второму паропроводу пар подается над деаэрированной водой напрямую в деаэрационную колонку под водяную завесу, образующуюся при стекании воды с тарелки на тарелку, и, расходясь по всему сечению колонки. Таким образом, пар поднимается вверх навстречу деаэрируемой воде, нагревая ее до температуры кипения 104-106 °С. При данной температуре коррозионно-агрессивные газы выделяются из воды и вместе с остатком несконденсировавшегося пара удаляются через трубопровод отвода пара непосредственно в атмосферу или в охладитель пара. Освобожденная от

газов и подогретая вода стекает в бак-аккумулятор, откуда направляется по трубопроводу деаэрированной воды в котел.

Среди иностранных деаэраторов известны также деаэраторы атмосферные типа DEG производства итальянской компании «ICI Caldaie», предназначенные для деаэрации общего потока воды перед котлами, и представляющие собой горизонтальный цилиндрический резервуар с выпуклыми днищами для термического удаления примесей кислорода, углекислого газа, сероводорода, метана и других газов из питательной воды [56, 58, 109, 166].

1.3.3 Работа атмосферного деаэратора с предельной массообменной эффективностью

Одним из путей повышения энергетической эффективности атмосферных деаэраторов является снижение расхода выпара и полная утилизация его теплоты и массы [141, 142]. Качество и надежность десорбции из воды коррозионно-агрессивных газов при термической деаэрации, ее массообменная и энергетическая эффективность в значительной мере определяются эффективностью отвода выпара. Выпар представляет собой смесь удаляемых из воды неконденсирующихся газов и несконденсировавшейся части десорбирующего агента. Также выпар является весьма ценным теплоносителем, содержащим преимущественно насыщенный пар при рабочих параметрах деаэратора. Значения максимального технологически необходимого расхода выпара регламентируются стандартом [16] и составляют: 1,5 кг/т для деаэраторов повышенного давления, 2,0 кг/т для деаэраторов атмосферных и 5,0 кг/т для деаэраторов вакуумных.

Потери теплоты с выпаром, $Q_{\text{вып}}^{\text{потерь}}$, кДж, определяются по формуле

$$Q_{\text{вып}}^{\text{потерь}} = G_{\text{д.в}} \cdot d_{\text{вып}} \cdot (h_{\text{вып}} - h_{\text{к.вып}}), \quad (1.3.1)$$

где $G_{\text{д.в}}$ – расход деаэрированной воды, кг/с; $d_{\text{вып}}$ – удельный расход выпара деаэратора, кг/т; $h_{\text{вып}}$ – энтальпия насыщенного пара, содержащегося в выпаре при давлении в деаэраторе, кДж/кг; $h_{\text{к.вып}}$ – энтальпия конденсата выпара при температуре окружающей среды, кДж/кг.

Так, при расходе питательной воды на теплоисточнике 1000 м³/ч и нормативном расходе выпара с отводимой паровоздушной смесью из атмосферного деаэрата удаляется около 5 ГДж/ч теплоты и 2 т конденсата.

Наблюдения, изложенные в работах [49, 50, 120, 134, 135, 137] показывают, что действительный расход выпара, как правило, в несколько раз превышает нормативный. Теоретический удельный расход выпара $d_{\text{вып}}^{\text{min}}$, кг/т, необходимый для удаления растворенного кислорода O_2 при противоточном движении воды и пара в деаэрате определяется как [49]:

$$d_{\text{вып}}^{\text{min}} = \frac{10^3 \left(X_{\text{и.в}} - X_{\text{д.в}} \cdot \frac{h_{\text{пар}} - h_{\text{и.в}}}{h_{\text{пар}} - h_{\text{д.в}}} \right)}{\left(\frac{\Psi}{p} - \frac{h_{\text{пар}} - h_{\text{вып}}}{h_{\text{пар}} - h_{\text{д.в}}} \right) \cdot X_{\text{и.в}}}, \quad (1.3.2)$$

где $X_{\text{и.в}}$, $X_{\text{д.в}}$ – концентрации кислорода в исходной и в деаэрированной воде, мкг/дм³; $h_{\text{и.в}}$, $h_{\text{д.в}}$, $h_{\text{пар}}$, $h_{\text{вып}}$ – энтальпии исходной воды, деаэрированной воды, греющего пара и выпара, кДж/кг; Ψ – коэффициент Генри, мкг/(дм³·Па); p – общее давление парогазовой смеси, Па.

Величина технологически необходимого расхода выпара находится между нормативным (например, 2,0 кг/т для противоточного деаэрата атмосферного давления) и теоретическим значениями. Фактический расход выпара часто превышает нормативный. Теоретический расход выпара соответствует деаэрату с бесконечно большой поверхностью раздела жидкой и газовой фаз и составляет менее 0,5 кг/т [26, 74]. Различие между реальными и теоретическими значениями расхода выпара свидетельствует о необходимости поиска эффективных путей его использования в цикле работы станции, котельной либо об необходимости снижения расхода выпара.

Отметим, что выпар из атмосферных деаэратов отводится чаще всего либо напрямую в атмосферу, либо в охладитель выпара.

1.4 Охладители выпара

Охладители выпара входят в технологическую схему работы котлов и деаэраторов на котельных станциях, электростанциях, тепловых агрегатах и различных теплоснабжающих объектах. Основное предназначение охладителей выпара - это сбор и конденсация пара, содержащегося в парогазовой среде (выпаре), с целью сохранения тепла и конденсата в тепловой схеме объекта. Данные аппараты состоят из горизонтального цилиндрического корпуса и размещенной в нем трубной системы.

Принцип работы охладителя выпара заключается в том, что химически очищенная вода проходит внутри трубок, нагревается и затем поступает в деаэрационную колонку. Парогазовая смесь (выпар) поступает в межтрубное пространство, где пар из нее практически полностью конденсируется. Оставшиеся газы отводятся в атмосферу, конденсат пара сливается либо в деаэратор, либо в иное устройство.

По типу охладители выпара могут быть поверхностными (трубчатыми) и смешивающими, выносными или встроенными в деаэрационную колонку. Наиболее распространенными являются кожухотрубные аппараты выносного типа, которые нашли широкое применение в отечественной практике.

В зависимости от типа деаэратора различают [100]:

- охладители выпара деаэраторов атмосферного давления ОВА (модифицированные ОВА-М)
- охладители выпара вакуумных деаэраторов ОВВ (модифицированные ОВВ-М)
- охладители выпара повышенного давления ОВП

Конструкции охладителей выпара для атмосферных и вакуумных деаэраторов приведены на рисунках 1.4.1, 1.4.2 [31].

Таблица 1.4.1 - Технические характеристики охладителей выпара ОВА и ОВА-М

Тип охладителя выпара	Поверхность охлаждения, м ²	Рабочее давление, МПа		Температура, °С		Среда		Диаметр, мм	Длина, мм	Масса, кг
		в трубной части	в корпусе	в трубной части	в корпусе	в трубной части	в корпусе			
ОВА-1	1	0,5	0,12	50 - 80	104	вода	вода/пар	219	1390	165
ОВА-1М	1,3	0,8						159	1390	130
ОВА-2	2	0,5						325	1415	232
ОВА-2М	2,9	0,8						219	1348	210
ОВА-8	8	0,5						426	1900	472
ОВА-8М	8,6	0,8						377	1360	430
ОВА-16	16	0,5						426	2700	534
ОВА-16М	20,5	0,8						426	1908	489
ОВА-24	24	0,5						630	2150	770
ОВА-24М	29	0,8						480	1918	597

Таблица 1.4.2 - Технические характеристики охладителей выпара ОВВ и ОВВ-М

Тип охладителя выпара	Поверхность охлаждения, м ²	Рабочее давление, МПа		Температура, °С		Среда		Диаметр, мм	Длина, мм	Масса, кг
		в трубной части	в корпусе	в трубной части	в корпусе	в трубной части	в корпусе			
ОВВ-2	2	0,5	0,12	50 - 80	104	вода	вода/пар	325	1415	232
ОВВ-2М	2,9	0,8	0,07					219	1348	210
ОВВ-8	8	0,5	0,12					426	1900	472
ОВВ-8М	8,6	0,8	0,07					377	1360	430
ОВВ-16	16	0,5	0,12					426	2700	534
ОВВ-16М	20,5	0,8	0,07					426	1908	489
ОВВ-24	24	0,5	0,12					630	2150	770
ОВВ-24М	29	0,8	0,07					480	1918	597

1.5 Вакуумная деаэрация

1.5.1 Деаэратор вакуумный ДВ

Основными производителями вакуумного деаэратора типа ДВ являются также ОАО «НПО ЦКТИ» г. Санкт-Петербург, ОАО «САРЭНЕРГОМАШ» г. Саратов и ООО «КОТЛОМАШ» г. Электросталь.

По принципу работы вакуумный деаэратор ДВ аналогичен атмосферному ДА. В деаэраторе ДВ также применена двухступенчатая схема деаэрации воды: первая ступень – струйная, вторая – барботажная.

Основное отличие вакуумного деаэратора от атмосферного заключается в температуре вскипания деаэрируемой воды, которая для вакуумного деаэратора составляет 40 – 80 °С. Такое условие достигается благодаря газоотсасывающему устройству, которое откачивает парогазовую смесь из деаэратора и создает вакуум в деаэрационной колонке. В качестве газоотсасывающего устройства может выступать эжектор (пароструйный или водоструйный) или механический вакуумный насос [110, 113].

Конструктивно вакуумные деаэраторы бывают вертикального типа, производительностью 5 – 300 м³/ч и горизонтального типа, производительностью 400 – 1200 т/ч, технические характеристики которых приведены в таблице 1.5.1 [4].

Таблица 1.5.1 - Технические характеристики деаэраторов вакуумных

Технические характеристики	Модификация деаэратора											
	ДВ-5	ДВ-15	ДВ-25	ДВ-50	ДВ-75	ДВ-100	ДВ-150	ДВ-200	ДВ-300	ДВ-400	ДВ-800	ДВ-1200
Производительность номинальная, м ³ /ч	5	15	25	50	75	100	150	200	300	400	800	1200
Диапазон производительности, %	30 - 120											
Диапазон производительности, м ³ /ч	1,5-6	4,5-18	7,5-30	15-60	22,5-90	30-120	45-180	60-240	90-360	120-480	240-960	360-1440

Технические характеристики	Модификация деаэратора											
	ДВ-5	ДВ-15	ДВ-25	ДВ-50	ДВ-75	ДВ-100	ДВ-150	ДВ-200	ДВ-300	ДВ-400	ДВ-800	ДВ-1200
Давление рабочее абсолютное, МПа	0,0075 - 0,05											
Температура деаэрированной воды, °С	40 - 80											
Температура теплоносителя, °С	60 - 180											
Тип охладителя выпара	ОВВ-2		ОВВ-8			ОВВ-16		ОВВ-24	Встроенный			
Тип водоструйного эжектора (Р _{вс} – 0,02 МПа)	ЭВ-10	ЭВ-30	ЭВ-60			ЭВ-100		ЭВ-220		ЭВ-340		
Тип водоструйного эжектора (Р _{вс} – 0,006 МПа)	ЭВ-30	ЭВ-60		ЭВ-100		ЭВ-220		ЭВ-340		-	-	

Как видно из таблицы 1.5.1, деаэраторы производительностью 5 – 300 т/ч имеют выносной охладитель выпара, а деаэраторы производительностью 400, 800 и 1200 м³/ч, конструктивная схема которых приведена на рисунке 1.5.1 [4], имеют встроенный охладитель выпара и применяются в основном на тепловых электрических станция, где необходим большой объем добавочной питательной воды.

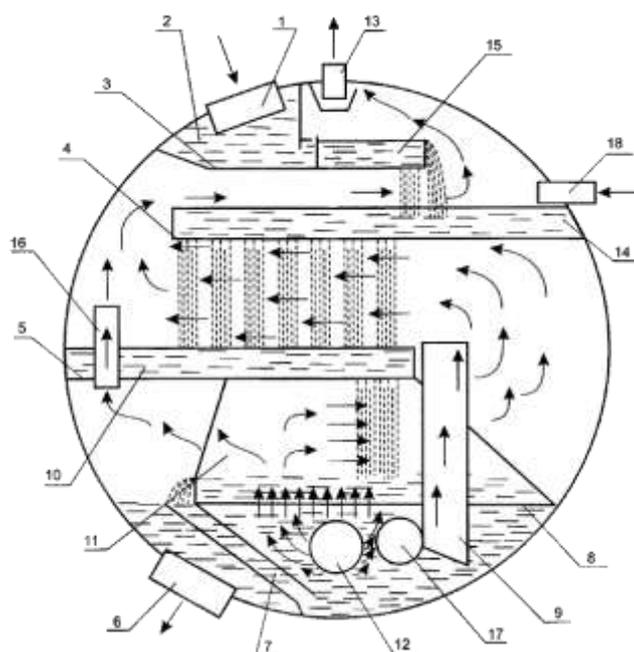


Рисунок 1.5.1 - Конструктивная схема струйно-барботажного вакуумного деаэрата горизонтального типа: 1 - подвод исходной воды; 2 - распределительная камера; 3, 4, 5 - первая, вторая и третья тарелки; 6 - отвод деаэрированной воды; 7 - канал для прохода воды; 8 - барботажный лист; 9 - пароперепускной короб; 10, 11, 14, 15 - перегородки; 12 - коллектор перегретой воды; 13 - отвод выпара; 16 - пароперепускная труба; 17 - отвод выпара; 18 - подвод воды из эжектора

Вакуумная деаэрация происходит следующим образом. Греющая среда – перегретая вода (пар), подается под барботажную тарелку. Попадая в область с давлением ниже атмосферного, вода вскипает, образуя под тарелкой паровую подушку. Вода, оставшаяся после вскипания, по водоперепускной трубе поступает на барботажную тарелку, где проходит обработку совместно с исходным потоком воды. Пар, проходя через отверстия тарелки, барботирует воду. С увеличением нагрузки, а, следовательно, и расхода пара, высота паровой подушки увеличивается, и избыточный пар перепускается в обвод барботажной тарелки через перепускные трубы. Затем пар проходит через горловину в перепускной тарелке и поступает в струйный отсек, где большая ее часть конденсируется. Паровоздушная смесь отводится в охладитель выпара. В качестве газоотсасывающего устройства применяется водоструйный эжектор. Парогазовая смесь поступает во входную камеру, а затем через окна поступает в камеру смешения, где конденсируется вытекающей из сопла струей рабочей воды. Оставшийся пар конденсируется

в диффузоре, здесь же осуществляется смешение воды и несконденсированных газов и повышение общего давления. Водогазовая смесь отводится в бак рабочей воды. При вертикальном расположении эжектора давление за ним определяется в основном высотой установки над уровнем воды в баке. Уменьшение давления в сливной трубе за эжектором при прочих равных условиях приводит к уменьшению давления на всасывающей стороне эжектора и увеличению его массовой производительности [119].

Основными недостатками вакуумного деаэрата ДВ является сложность конструкции, большая металлоемкость, уменьшение технологической эффективности при нагрузках менее 50 % от номинальной и необходимость применения газоотсасывающего устройства. Также одним из недостатков являются дополнительные энергетические затраты на создание разрежения и отсос выпара из деаэрата.

К преимуществам можно отнести:

- отсутствие потребности в паре;
- предварительный подогрев воды до температуры 40-80 °С;
- более экономичный режим работы всей теплоэнергетической установки за счет меньшего подогрева воды перед деаэратом;
- вакуумные деаэраты имеют больший диапазон производительности за счет таких моделей деаэратов как ДВ-400, ДВ-800, ДВ-1200.

Среди иностранных деаэратов известны вакуумные деаэраты датской фирмы «Eurowater», которые применяются для подготовки подпиточной и циркуляционной воды теплосети. В России международную группу «Eurowater» представляет ЗАО «Хюксо» [20, 152]. Деаэраты данного типа изготавливаются как из оцинкованной, так и из нержавеющей стали с производительностью до 22 м³/ч.

Вакуумные деаэраты получили большое распространение на тепловых электрических станциях, где присутствуют большие расходы добавочной питательной воды котлом и подпитки теплосети. Особенно это актуально при работе с теплофикационными турбоустановками, где

качественная противокоррозионная обработка технологических потоков воды при минимально возможной температуре деаэрации приводит к повышению их энергетической эффективности.

При эксплуатации вакуумных деаэрационных установок весьма актуальна задача повышения надежности газоотводящих аппаратов, поскольку большое количество нарушений вакуумной деаэрации связано именно с их отказами. Как уже ранее отмечалось, в качестве газоотводящих устройств могут использоваться эжекторы или механические вакуумные насосы. Механические вакуумные насосы широко распространены к применению в котельных установках, в то время как на крупных тепловых электростанциях и ТЭЦ в большинстве случаев в качестве газоотводящих устройств применяются эжекторы [157].

1.5.2 Газоотводящие аппараты - эжекторы

Эжекторы – это струйные аппараты, где осуществляется передача кинетической энергии одного потока другому путем непосредственного контакта (смешения). Смешиваемые потоки могут находиться в одной и той же фазе (паровой, газовой) или представлять собой смесь газа (пара). В процессе смешения фазовое состояние смешиваемых потоков может оставаться неизменным или же изменяться (например, пар может превратиться в жидкость). Поток, вступающий в процессе смешения с большей скоростью, называется рабочим, с меньшей скоростью – инжектируемым.

Эжекторы классифицируются следующим образом [106]:

- по количеству ступеней откачивания воздуха: одноступенчатые и многоступенчатые;
- по назначению: пусковые и основные;
- по рабочему телу: водоструйные и пароструйные.

Соответственно, пусковыми называются эжекторы, обеспечивающие набор первичного вакуума при запуске паровой турбины, как правило, имеющие одну ступень отсасывания воздуха, и, не komponующиеся трубной

системой, охлаждающей паровоздушную смесь, а основными эжекторами называются эжекторы, обеспечивающие отсос неконденсируемых газов из основного конденсатора турбины в рабочих режимах паровой турбины. Основные эжекторы чаще всего имеют несколько ступеней отсасывания воздуха и выполнены с трубными системами, предназначенными для охлаждения паровоздушной смеси [11, 106].

В зависимости от рабочей среды эжекторы подразделяются на водоструйные, где рабочей средой является вода, и пароструйные, где в качестве рабочей среды используется пар.

1.5.2.1 Пароструйные эжекторы

Эжекторы пароструйного типа ЭП или ЭП(с) изготавливаются из углеродистой стали и используются на тепловых электростанциях:

- для создания необходимого вакуума в конденсаторах паровых турбин;
- удаления неконденсирующихся газов из конденсаторов паровых турбин;
- удаления утечек пара и присоса воздуха из лабиринтовых уплотнений паровых турбин;
- создания вакуума в вакуумных деаэраторах промышленных энергетических установок.

Основными элементами пароструйного эжектора являются: рабочее сопло, приемная камера, камера смешения и диффузор (рисунок 1.5.2) [3].

Рабочим телом эжекторов данных типов является пар, подводимый к рабочему соплу 1. В приемной камере 2 пар расширяется и на высокой скорости поступает в коническую часть камеры смешения 3, которая состоит из конической части 3 и цилиндрической 4. В камере смешения, в том числе и в цилиндрической части 4, происходит выравнивание скоростей по сечению потока, сопровождающееся повышением давления. Струя рабочего пара оказывает отсасывающее действие на поток паровоздушной смеси, поступающей из конденсатора турбины или вакуумного деаэратора в камеру

смешения, и увлекает его в диффузор 5. Дальнейшее сжатие смешанного потока происходит в расширяющейся части диффузора 5 [3, 69].



Рисунок 1.5.2 - Принципиальная схема пароструйного эжектора: 1 – рабочее сопло; 2 - приемная камера; 3 - коническая часть камеры смешения; 4 – цилиндрический участок камеры смешения; 5 – диффузор

Крупным производителем пароструйных эжекторов на территории РФ является научно-производственное объединение «Котельно-сварочный комплекс» НПО «КСК», г. Санкт-Петербург [67], обладающее большим опытом в изготовлении и поставке запасных частей к паровым и газовым турбинам производства ЛМЗ, НЗЛ, УТЗ, ХТГЗ и КТЗ. В таблице 1.5.2 приведем основные параметры пароструйных эжекторов [67].

Таблица 1.5.2 - Основные параметры пароструйных эжекторов

Характеристика	Тип пароструйного эжектора			
	ЭП-2-400	ЭП-3-600	ЭПО-3-75	ЭП-3-25/75
Количество ступеней	2	3	3	3
Производительность по сухому воздуху или паровоздушной смеси, кг/ч:	60	70	25	25/75
Давление среды на входе в I ступень эжектора при <u>ном/макс</u> производительности, кПа	1,2/3,3	2,5	5	4,2
Объемная производительность, м ³ /ч	1500	3000	2025	2850
Давление рабочего пара, МПа	1,57	1,27	0,51	0,51

Характеристика	Тип пароструйного эжектора			
	ЭП-2-400	ЭП-3-600	ЭПО-3-75	ЭП-3-25/75
Температура рабочего пара, °С	400	400	160	400
Расход рабочего пара, кг/ч	400	200	186/332/527	135/254/407
Площадь поверхности теплообменника (по ступеням), м ²	10,9/5,4	14,3/8,4/5,1	14,0/9,6/7,6	14,0/9,63/7,55
Средняя длина трубок, мм	2000	2450/2350/2250	1095	1095
Количество трубок (по ступеням), шт.	90/45	98/60/38	224/154/122	224/154/122
Расход охлаждающего конденсата, т/ч (мин/макс)	40/20	75/46/29	76/46/29	76/46/29

Также для вакуумных деаэраторов типа ДВ-400 и ДВ-800 применяются пароструйные эжекторы ЭП(с)-2-240 и ЭП(с)-2-480, характеристики которых приведенные в таблице 1.5.3 [67].

Таблица 1.5.3 – Характеристики ЭП(с)-2-240 и ЭП(с)-2-480

Характеристика	Тип пароструйного эжектора	
	ЭП(с)-2-240	ЭП(с)-2-480
Расход парогазовой смеси / в т.ч. неконденсирующихся газов, кг/ч	240/24	480/48
Расход рабочего пара (при t = 158 °С), кг/ч	840	1650
Расход охлаждающей воды, т/ч	30 -50	65 - 100
Количество ступеней	2	2
Абсолютное давление парогазовой смеси на входе в эжектор, МПа	0,015 – 0,025	0,015 – 0,025
Температура рабочего пара, °С	158 -320	158-320
Избыточное давление рабочего пара, МПа	0,5	0,5
Температура охлаждающей воды, °С	30	30
Избыточное давление охлаждающей воды, МПа	0,05	0,2

К основным преимуществам пароструйных эжекторов относят:

- высокое качество и простоту конструкции;
- отсутствие подвижных частей;
- приемлемую цену;
- невысокий уровень шума и вибрации;
- отсутствие перерывов в работе при изменении плотности откачиваемой среды.

1.5.2.2 Водоструйные эжекторы

Эжекторы водоструйного типа ЭВ и ВЭЖ предназначены для создания вакуума и удаления неконденсирующихся газов в технологическом оборудовании тепловых электростанций, которое используется для термической обработки питательной воды котельного оборудования и подпиточной воды тепловых сетей.

Водоструйные эжекторы (рисунок 1.5.3) [99], которые конструктивно различаются между собой в основном формой и длиной проточной части, состоят из входной камеры 1, камеры смешения 2, рабочего сопла 3 и диффузора 5. В качестве пусковых используются эжекторы, которые имеют канал, состоящий из конфузорного участка, относительно короткого цилиндрического участка и диффузора, а в качестве основных используются эжекторы с удлиненной, цилиндрической по всей длине проточной частью и без диффузора.

По принципу работы водоструйные эжекторы практически ничем не отличаются от пароструйных эжекторов за исключением, того, что в водоструйных эжекторах рабочим телом является вода.

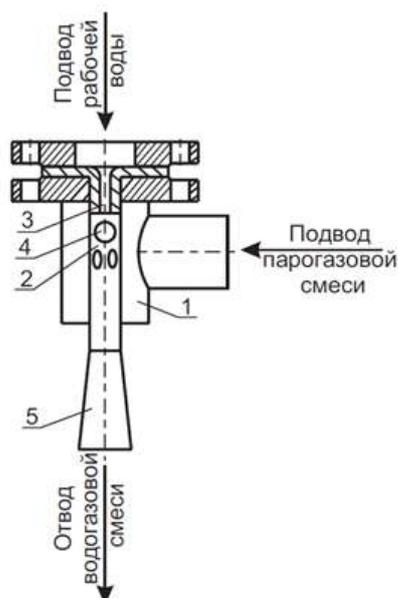


Рисунок 1.5.3 - Конструктивная схема водоструйного эжектора: 1 - входная камера; 2 - камера смешения; 3 - рабочее сопло; 4 - окна; 5 - диффузор

В России одними из основных производителей водоструйных эжекторов являются такие предприятия как АО «Сарэнергомаш» (г. Саратов), ООО «Котломаш» (г. Москва) и «Кингисеппский машиностроительный завод» (г. Санкт-Петербург). В таблице 1.5.4 приведем основные параметры водоструйных эжекторов типа ЭВ [30].

Таблица 1.5.4 - Основные параметры водоструйных эжекторов типа ЭВ

Технические характеристики	Тип водоструйного эжектора						
	ЭВ-10	ЭВ-30	ЭВ-60	ЭВ-100	ЭВ-220	ЭВ-340	ЭВ-600
Производительность деаэратора, т/ч	5-15	25-50	75-100	150-200	300-400	800-1200	1600-2400
Давление паровоздушной смеси на входе, кгс/см ²	0,2	0,06 - 0,2					0,2
Расход рабочей воды, т/ч	10	30	60	110	220	340	600
Температура рабочей воды на входе (не выше), °С	30						
Расход отсасываемых неконденсируемых газов, кг/ч	1,2	1,35-3,8	3,5-10	6,8-15	17-45	85	170
Давление рабочей воды (перед соплом), кгс/см ²	2,8	2,5	3,1	2,2	3,2	2,3	2,5
Рекомендуемая высота установки эжектора (от уровня воды в баке-газоотделителе до оси патрубка паровоздушной смеси), м	8,0	8,25-9,2	8,2-7,8	9,1-8,5	7,5-8,1	9,0	9,0

Что касается способа монтажа водоструйного эжектора на объекте, то необходимо учесть, что при вертикальном расположении эжектора давление за ним определяется в основном высотой установки над уровнем воды в баке. Уменьшение давления в сливной трубе за эжектором при прочих равных условиях приводит к уменьшению давления на всасывающей стороне эжектора и увеличению его массовой производительности.

1.5.2.3 Схемы включения эжекторов

Схема вакуумной деаэрационной установки во многом определяется типом применяемого эжектора. При использовании пароструйных эжекторов (рисунок 1.5.4) [3] необходим холодильник эжектора, утилизирующий тепловой потенциал рабочего пара эжектора и выпара деаэратора. Холодильник эжектора может быть поверхностным или смешивающим. Охлаждение холодильников эжекторов может производиться исходной водой, направляемой на деаэрацию, или каким-либо другим потоком воды.

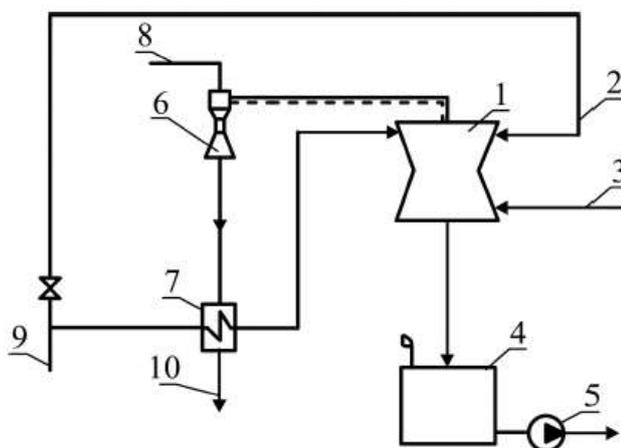


Рисунок 1.5.4 - Схема включения пароструйного эжектора вакуумного деаэратора с поверхностным холодильником: 1 - вакуумный деаэратор; 2 - подвод деаэрируемой воды; 3 - подвод греющей воды (пара); 4 - бак-аккумулятор; 5 - насос деаэрированной воды; 6 - пароструйный эжектор; 7 - холодильник эжектора поверхностного типа; 8 - подвод рабочего пара к эжектору; 9 - подвод исходной воды; 10 - в бак низких точек (дренажный бак)

При использовании поверхностного холодильника эжектора образовавшийся в нем конденсат следует направлять в бак низких точек, дренажный бак или другой бак атмосферного давления. Недостаток поверхностных холодильников состоит в их низкой надежности, поскольку условия работы эжектора деаэратора существенно более тяжелые в сравнении с условиями работы основных эжекторов конденсационной установки из-за коррозионной агрессивности выпара. По этой причине в настоящее время широко применяются эжекторы типа «ЭПД» со смешивающим контактным холодильником.

В случае применения водоструйных эжекторов часто используется замкнутая схема (рисунок 1.5.5) [99], где рабочая вода циркулирует по замкнутому контуру и при этом нагревается из-за трения в системе и подмешивания относительно горячего конденсата пара из выпара деаэратора. Поэтому для нормальной работы эжектора необходимо контролировать температуру рабочей воды, сбрасывая часть подогретой воды и восполняя недостаток холодной водой. Отметим, что работа эжектора на подогретой воде (в случае замкнутой схемы включения водоструйного эжектора) затрудняет обеспечение необходимого разрежения в вакуумном деаэраторе, что приводит к увеличению расхода рабочей воды и ухудшению деаэрации подпиточной воды.

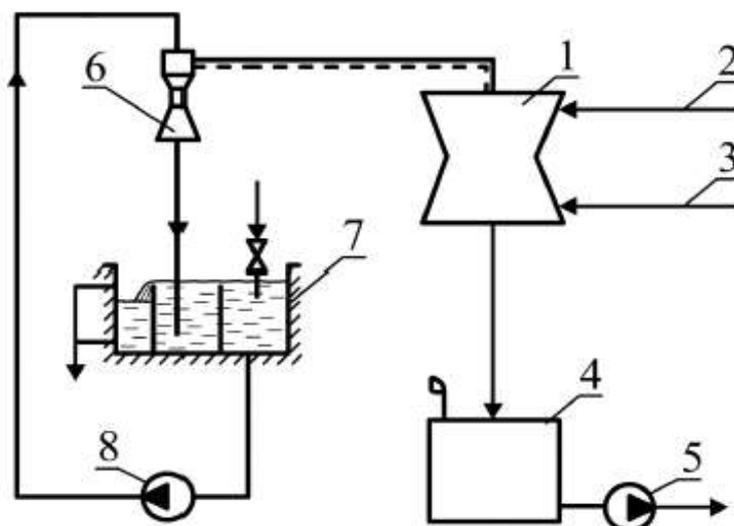


Рисунок 1.5.5 - Замкнутая схема включения водоструйного эжектора вакуумного деаэратора: 1 - вакуумный деаэратор; 2 - подвод деаэрируемой воды; 3 - подвод греющей воды (пара); 4 - бак-аккумулятор; 5 - насос деаэрированной воды; 6 - водоструйный эжектор; 7 - бак эжектирующей (рабочей) воды; 8 - насос эжектирующей воды

Полный возврат теплоты выпара в цикл возможен при использовании разомкнутой схемы включения водоструйного эжектора (рисунок 1.5.6) [125].

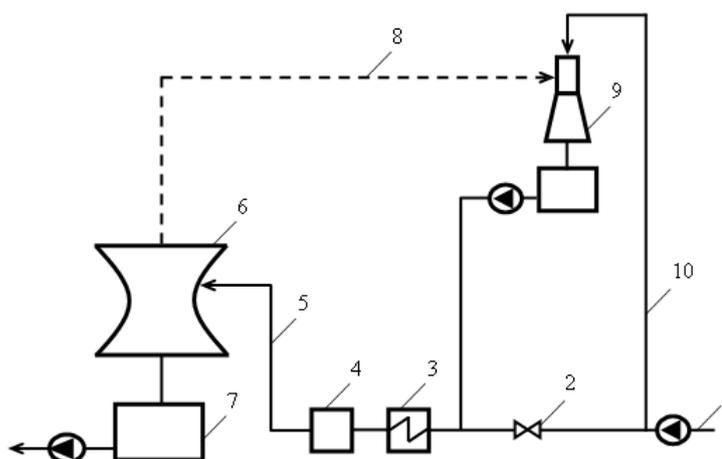


Рисунок 1.5.6 - Разомкнутая схема включения водоструйного эжектора в установке для подготовки подпиточной воды: 1 - трубопровод подвода исходной воды; 2 - регулирующий орган; 3 - подогреватель исходной воды; 4 - химводоочистка; 5 - трубопровод химически очищенной воды; 6 - вакуумный деаэратор; 7 - бак-аккумулятор; 8 - трубопровод выпара; 9 - водоструйный эжектор; 10 - трубопровод подвода эжектирующей среды

В этом случае теплота выпара деаэратора участвует в подогреве воды перед ним и, следовательно, не теряется. Однако разомкнутые схемы также имеют недостаток – неустойчивость работы эжектора при изменениях расхода и, соответственно, давления воды, направляемой на деаэрацию [125, 127]. Поэтому разомкнутая схема включения водоструйного эжектора рекомендуется к использованию в схемах подпитки тепловой сети, характеризующихся стабильным базовым режимом работы деаэратора и наличием достаточного количества исходной холодной воды постоянной температуры.

На основании проведенного анализа конструкций и схем включения газоотводящих аппаратов можно заключить, что во многом эффективность работы эжекторов зависит от схем их включения, которые напрямую влияют в том числе на качество проведения вакуумной деаэрации в вакуумных деаэраторах. Таким образом, повышая эффективность газоотводящих аппаратов можно добиться более эффективной работы и более стабильного вакуума в вакуумных деаэраторах.

1.5.3 Особенности монтажа вакуумного деаэратора на теплоисточниках

Вакуумный деаэратор, в отличие от атмосферного, имеет свои особенности монтажа на объекте, и, так как его работа осуществляется при давлении ниже атмосферного, основной задачей становится подача деаэрированной воды после деаэратора в систему теплоснабжения.

В ряде случаев данная проблема решается установкой деаэрационной колонки на высоте не менее 12 - 16 м относительно бака-аккумулятора, что обеспечивает необходимую разность давлений между разрежением в деаэрационной колонке и атмосферным давлением в баке-аккумуляторе. Как правило, высота установки вакуумного деаэратора выбирается из расчета максимально возможного вакуума (-10 м.вод.ст.) [98] высоты столба воды в баке-аккумуляторе, сопротивления сливного трубопровода и перепада давлений, необходимого для обеспечения движения деаэрированной воды. Но последствиями обеспечения данных условий являются:

- увеличение затрат на строительство теплоисточника, исходя из того, что вакуумный деаэратор необходимо устанавливать на высоте около 16 м с площадкой обслуживания;
- возможность замерзания воды в сливном трубопроводе при прекращении подачи воды в деаэратор;
- гидроудары в сливном трубопроводе;
- трудности в осмотре и обслуживании деаэратора в зимний период.

Таким образом, вакуумные деаэраторы применимы не для всех котельных, в частности для блочных.

Альтернативным вариантом решения вопроса подачи деаэрированной воды после вакуумного деаэратора является использование промежуточного бака запаса деаэрированной воды и насосов для ее подачи. Так как бак запаса будет находиться под таким же давлением разрежения, что и деаэрационная колонка, то основная нагрузка по преодолению давления разрежения ложится на насосы подачи деаэрированной воды, которые забирают деаэрированную воду из-под вакуума и подают ее далее в бак-аккумулятор. Преимуществом

данного варианта является возможность установки вакуумного деаэратора на небольшой высоте, в помещении. Для обеспечения стабильного процесса перекачивания деаэрированной воды из деаэраторного бака необходимо обеспечить требуемый кавитационный запас на всасе насоса. Отметим, что кавитационная устойчивость зависит от конструкции насоса, условий эксплуатации, свойств перекачиваемой жидкости, материалов, из которых изготовлено рабочее колесо и другие детали, а также времени работы насоса в условиях кавитации. Для предотвращения возникновения явления кавитации необходимо обеспечить высоту водяного столба на всасе насоса не менее величины указанной в паспорте насоса как кавитационный запас или NPSH (Net Positive Suction Head) или чистая позитивная высота всасывания. Различают два вида кавитационных запасов: NPSHa и NPSHr, где NPSHa (допустимый кавитационный запас) является характеристикой системы водоподготовки и рассчитывается по следующей формуле [84]:

$$NPSHa = \frac{(P_0 - P_v) \times 10}{\rho \times g} + Z - H_l, \quad (1.5.1)$$

где P_0 – давление на поверхности жидкости, кгс/см²; P_v – давление насыщенных паров жидкости при определенной температуре, кгс/см²; ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²; Z – геометрическая высота столба жидкости от уровня в баке до уровня насоса, м; H_l – потери напора на трение по длине трубопровода, м.

Потери напора по длине трубопровода рассчитаются по формуле (1.5.2) [84]:

$$H_l = \lambda \times \frac{l}{d} \times \frac{V^2}{2g}, \quad (1.5.2)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения по длине; l и d – длина и диаметр трубопровода, м; V – средняя скорость течения, м/с; g – ускорение свободного падения, 9,81 м/с².

NPSHr – требуемый кавитационный запас, м, является параметром насоса, который указывается заводом-изготовителем, а именно NPSHr – это

требуемое значение подпора на всасывающем патрубке насоса, которое в зависимости от марки и производительности насоса обычно колеблется в диапазоне от 1 до 5 м. Таким образом, для нормальной работы насоса необходимо, чтобы допустимый кавитационный запас системы $NPSHa$ превышал требуемый кавитационный запас насоса $NPSHr$. В качестве меры безопасности следует добавлять дополнительный запас надежности величиной 0,5 м к значению требуемого запаса насоса [84]:

$$NPSHa \geq NPSHr + 0,5, \quad (1.5.3)$$

Рассмотрим схему подачи деаэрированной воды в теплосеть из бака-аккумулятора вакуумного деаэратора (рисунок 1.5.7), реализованную в котельной АО «Ульяновский моторный завод» (УМЗ) г. Ульяновск [84].

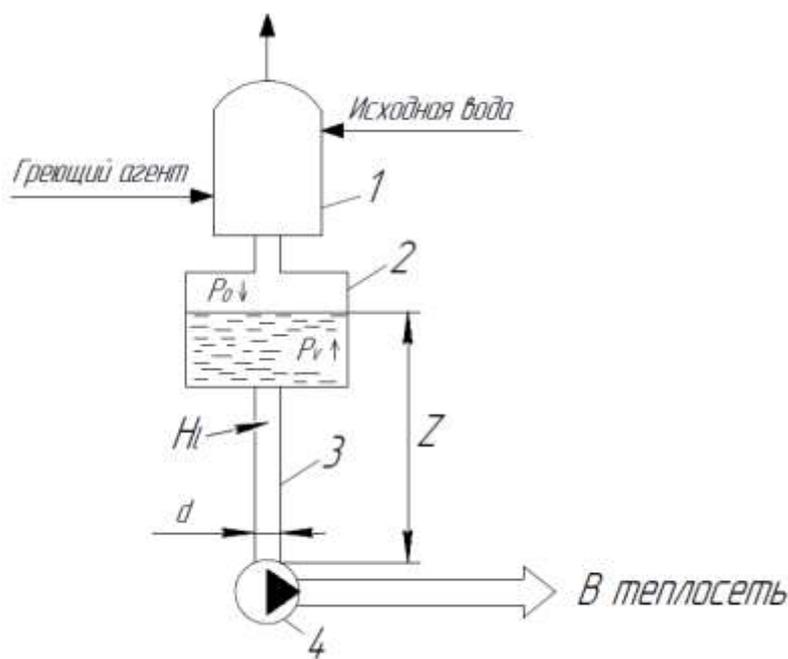


Рисунок 1.5.7 - Схема подачи деаэрированной воды в теплосеть в котельной АО «Ульяновский моторный завод»: 1 – деаэрационная колонка; 2 – бак-аккумулятор; 3 – трубопровод отвода деаэрированной воды; 4 – подпиточный насос

В котельной УМЗ г. Ульяновск в качестве подпиточного насоса используется конденсатный насос КС 50-55-2 с техническими характеристиками, представленными в таблице 1.5.5 [55].

Таблица 1.5.5 – Технические характеристики насоса КС 50-55-2

Тип конструкции	Подача (номин.), м ³ /ч	Напор, м	Мощность, потребляемая насосом (макс.), кВт	Частота вращения, об/мин	КПД насоса, %	Допускаемый кавитационный запас, м, не более
Многоступенчатые (секционные)	50	55	12,1	2920	65	1,6

Также на рис. 1.5.8 [68] представлены характеристики насосов того же типа, которые по конструкции многоступенчатые, с рабочими колесами одностороннего входа.

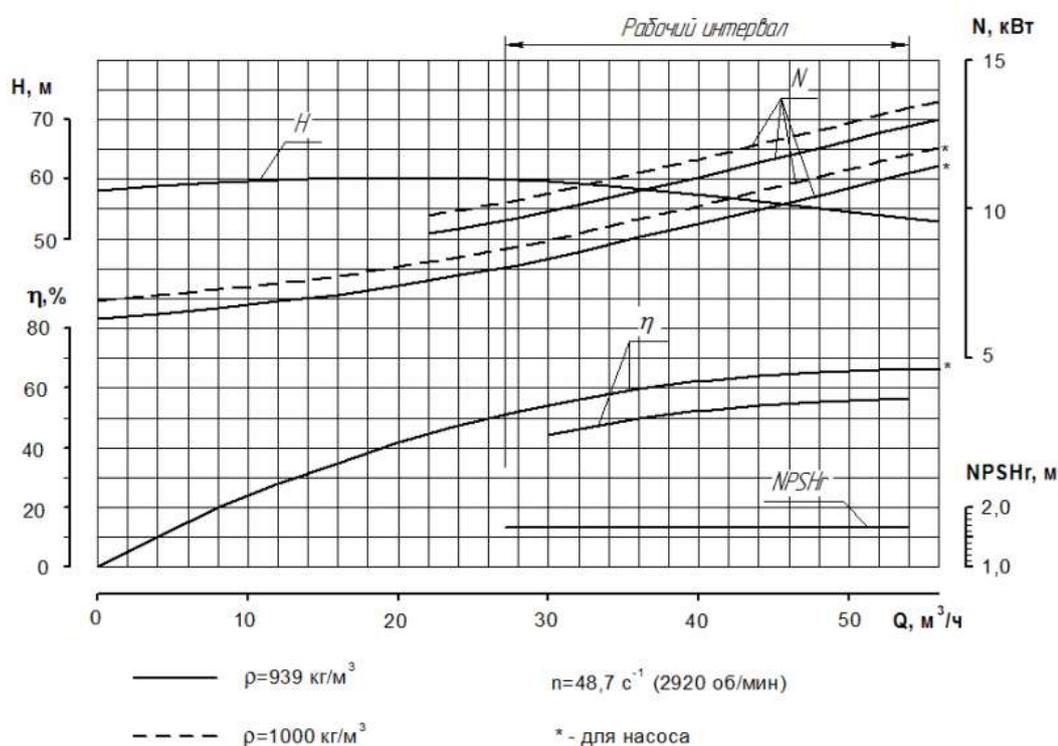


Рисунок 1.5.8 - Характеристики насосов КС 50-55

Из характеристики (рисунок 1.5.8) видно, что во всем диапазоне производительности насоса требуемый кавитационный запас не меняется и составляет 1,6 м. Соответственно допустимый кавитационный запас системы водоподготовки должен быть не менее 3 м.

Выполненная оценка высоты установки вакуумного деаэратора в условиях работы рассматриваемой нами котельной показывает, что потери напора составят $H_l = 0,014$ м, средняя скорость течения $V = 0,7$ м/с и минимальная высота установки вакуумного деаэратора составит 3 м.

1.6 Способы управления процессами тепломассообмена в деаэраторах

Эффективность процессов тепломассообмена в водоподготовительных аппаратах тепловых электрических станций (деаэраторах, декарбонизаторах) в значительной мере зависит от способа управления этими процессами. Существенный шаг в совершенствовании управления процессами тепломассообмена в термических деаэраторах сделан на кафедре «Теплогазоснабжение и вентиляция» УлГТУ. Данный подход к управлению термическими деаэраторами заключается в регулировании конечных показателей качества, т.е. поддержании их в заданных пределах. В роли конечных показателей качества используются остаточная концентрация кислорода O_2 (для деаэраторов подпиточной воды теплосети 50 мкг/дм^3) и отсутствие диоксида углерода CO_2 в деаэрированной воде ($pH = 8,33$) [114].

Далее очередным этапом совершенствования способов управления термическими деаэраторами в рамках нового подхода стала разработка технологий комплексного регулирования процессов термической деаэрации. Особенность этих технологий заключается в поддержании заданных концентраций растворенного кислорода O_2 и свободного диоксида углерода CO_2 в деаэрированной подпиточной воде путем последовательного регулирования различных режимных параметров. Последовательность регулирования параметров процессов тепломассообмена выбирается из условия максимальной экономичности теплоэнергетической установки.

В работе [114] рассмотрены следующие способы комплексного регулирования деаэрационных установок:

- последовательное регулирование температуры исходной воды и расхода греющего агента - перегретой воды;
- последовательное регулирование температуры исходной и перегретой воды;
- последовательное регулирование температуры и расхода исходной воды;

Исходя из исследований [115, 121, 122, 125], при малых нагрузках деаэратаora оправдано поддержание заданного качества деаэрации путем регулирования расхода греющего агента, так как величина удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении больше, чем при регулировании температуры химически очищенной воды, причем, чем выше температура химически очищенной воды (максимально загружен нижний отопительный отбор), тем больше значение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Напротив, при более высоких нагрузках деаэратаora необходимо осуществлять регулирование температуры химически очищенной воды, причем, чем меньше расход греющего агента, тем больше значение.

Также одним из важнейших режимных параметров термических деаэратoров является расход выпара, удаляемого из деаэрационной колонки. С уменьшением расхода выпара увеличивается парциальное давление удаляемого газа на выходе из деаэратаora, а, следовательно, и средняя величина его по высоте корпуса деаэратаora. Это приводит к уменьшению движущей силы десорбции, результатом чего является ухудшение эффекта деаэрации воды. Чрезмерный расход выпара, в свою очередь, приводит к увеличению энергетических затрат на термическую деаэрацию. В работах [49, 50, 116, 117, 120] в рамках экспериментального определения технологически необходимого расхода выпара термических деаэратoров и уточнение параметров температурного режима атмосферной деаэрации в качестве изменяемого параметра в одном случае принимался расход выпара атмосферного деаэратаora, в другом – температура исходной воды, подаваемой в деаэратoр.

Таким образом управление процессами тепломассообмена в термических деаэратoрах позволяет повысить эффективность работы тепловой электрической станции за счет обеспечения заданной концентрации удаляемого газа (кислорода O_2 или диоксида углерода CO_2) в деаэрированной подпиточной воде.

1.7 Оценка возможности перехода от атмосферной деаэрации к вакуумной

До второй половины XX века на тепловых электростанциях передовые позиции занимали струйные деаэраторы атмосферного типа, но, со временем, требования к качеству деаэрированной воды повышались, что в свою очередь побуждало теплоэнергетиков принимать меры по модернизации конструкций деаэрационных аппаратов и улучшению самого процесса деаэрации. Помимо конструкций деаэраторов, ежегодно ученые теплоэнергетики предлагают новые решения для улучшения систем водоподготовки. В источнике [130] предложены технологии снижения расхода пара деаэраторов избыточного давления, позволяющие сократить энергетические затраты на процесс термической деаэрации. В работах [126, 132, 143] предложены различные схемы включения термических деаэраторов, направленные на достижение наибольшей выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Также, можно отметить, что в материалах [160, 161, 164, 165] предложены и описаны весьма незаурядные технологии низкотемпературной деаэрации воды на ТЭЦ, где в качестве десорбирующего агента используется природный газ вместо пара или перегретой воды, что, по заявлению авторов, позволяет увеличить экономичность работы станции.

В зарубежных источниках вопросам дегазации воды уделяется не много внимания [154]. Немецкая компания «Wasser Bau Gesellschaft» (WBG) [170] предлагает варианты вакуумной, каталитической и мембранной дегазации. Вакуумные дегазаторы небольшой производительности производит и датская компания «Eurowater» [149]. Сравнение различных типов деаэрации (атмосферной, химической, мембранной, вакуумной) применительно к одной из ТЭЦ Литвы приведено в [94], причем автором установлено, что полностью автоматизированные системы вакуумной деаэрации служат хорошей альтернативой в случае отказа от пара на теплоисточниках.

Выполним анализ работы деаэрационных устройств на примере котельной ОАО «Ульяновский патронный завод» (УПЗ) г. Ульяновск [70, 71].

После того как данную котельную передали в собственность УМУП «Городская теплосеть», УМУП «Городская теплосеть» совместно с сотрудниками кафедры «ТГВ им. В.И. Шарапова» УлГТУ были предприняты меры по восстановлению системы водоподготовки, а именно наладки процесса деаэрации в атмосферном деаэраторе ДСА-75 [19, 108]. Выполнены следующие работы:

1. Была вскрыта деаэрационная колонка деаэратора и выведена в ремонт, в ходе которого перфорированные тарелки были очищены от следов коррозии.

2. Был установлен охладитель выпара на деаэраторе.

3. Внутри деаэрационной колонки была восстановлена барботажная линия.

4. В баках-аккумуляторах были установлены датчики уровня (нижний, средний, верхний).

5. На входе в деаэратор в трубопровод отвода деаэрированной воды был установлен регулятор подпитки, который в зависимости от показаний датчиков уровня в баках-аккумуляторах в автоматическом режиме должен открываться на определенный уровень, пропуская через себя деаэрированную воду.

6. На входе в деаэратор в трубопровод подвода исходной воды был установлен регулятор подачи пара, что, собственно, избавляло от потребности в дежурном персонале, который бы осуществлял регулирование задвижки.

Таким образом, была проведена полная автоматизация и восстановление до рабочего состояния атмосферной деаэрационной установки ДСА-75.

Так как большинству промышленных предприятий для технологических нужд необходим пар, то после передачи котельной в ведение УМУП «Городская теплосеть» подача пара на нужды УПЗ осуществлялась от котельной УМУП «Городская теплосеть». Отметим, что в

котельной, принятой от УПЗ, имеется 4 водогрейных котла КВГМ-50, которые работают только в зимний период года. В летний период водогрейные котлы КВГМ-50 были отключены по причинам:

- их достаточно большой теплопроизводительности – 50 Гкал/ч;
- расход воды через котлы КВГМ-50, который должен быть не менее 550 м³/ч, летом значительно сокращается и составляет около 290 м³/ч, что недостаточно для того, чтобы автоматика позволила запустить данные котлы.

По причине отсутствия потребителей пара в 2018 г. было предложено перейти от атмосферной деаэрации к вакуумной. Далее сотрудниками кафедры «ТГВ им. В.И. Шарапова» совместно с УМУП «Городская теплосеть» были разработаны мероприятия по модернизации атмосферной деаэрации в вакуумную с установкой вакуумного деаэратора ДВ-75.

Деаэрационная установка ДВ-75 [66, 96] состоит из деаэрационной колонки, баков-аккумуляторов, охладителя выпара и газоотводящего устройства, в качестве которого в данном случае выступает вакуумный насос ВВН-6. Конкретно в котельной УМУП «Городская теплосеть» в качестве греющей среды деаэратора ДВ-75 используется вода, которая с температурой 5-15 °С предварительно подогревается в водяном подогревателе и поступает в деаэрационную колонку уже с температурой 68 - 72 °С. Упрощенная схема включения деаэратора ДВ-75 приведена на рисунке 1.7.1.

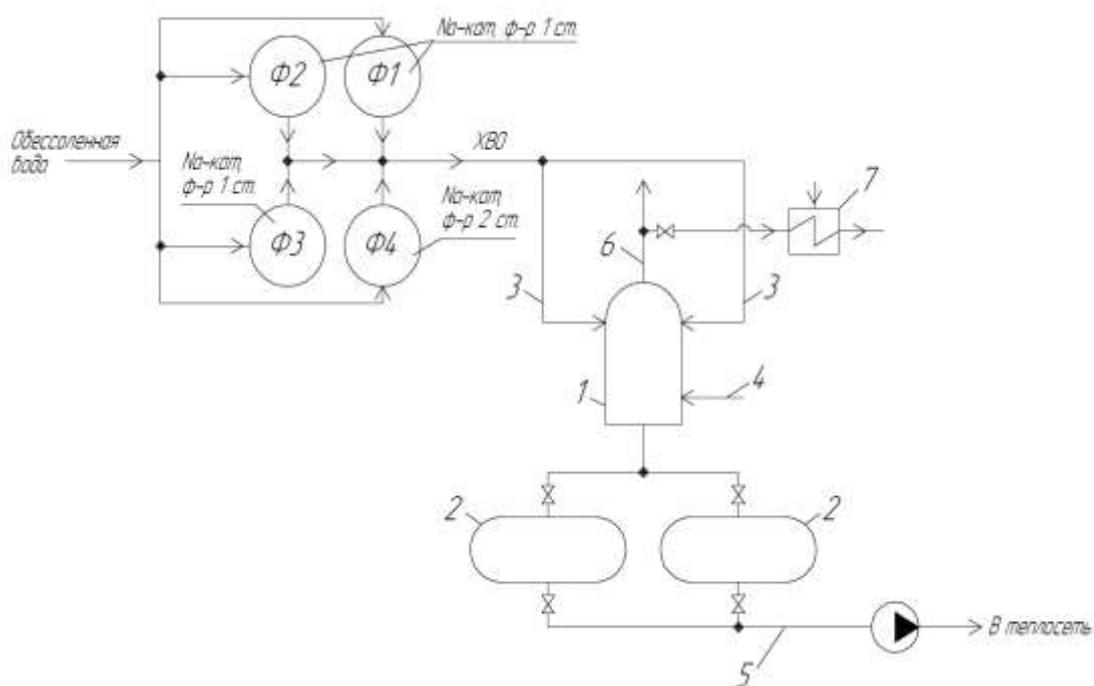


Рисунок 1.7.1 - Технологическая схема химподготовки водогрейной части котельной ОАО «Ульяновский патронный завод»: 1 - деаэрационная колонка; 2 - бак-аккумулятор; 3 - трубопровод подвода исходной воды; 4 - трубопровод подвода греющего агента; 5 - трубопровод отвода деаэрированной воды; 6 - трубопровод отвода пара; 7 - охладитель пара; ф1 - ф4 - фильтры

Для анализа работы атмосферного деаэратора ДСА-75 и оценки перехода деаэрацию с вакуумным деаэратором ДВ-75 нами был применен аналитический метод. В качестве основных критериев был выбран расход исходной подпиточной воды, температура, при которой происходила деаэрация и остаточное содержание кислорода в деаэрированной воде. Также были выбраны месяцы с наиболее холодной температурой наружного воздуха - январь, и с более теплой температурой наружного воздуха - июнь. Что касается деаэратора ДВ-75, то ввиду отсутствия данным по теплым месяцам анализ проводился только по холодным месяцам.

По полученным данным были построены графики суточных температурных режимов в зимний и летний периоды (рисунки 1.7.2 – 1.7.5). На графиках приведены следующие кривые: Т – температура деаэрации; G – расход исходной подпиточной воды на деаэрацию; O_2 – остаточное содержание кислорода в деаэрированной воде.

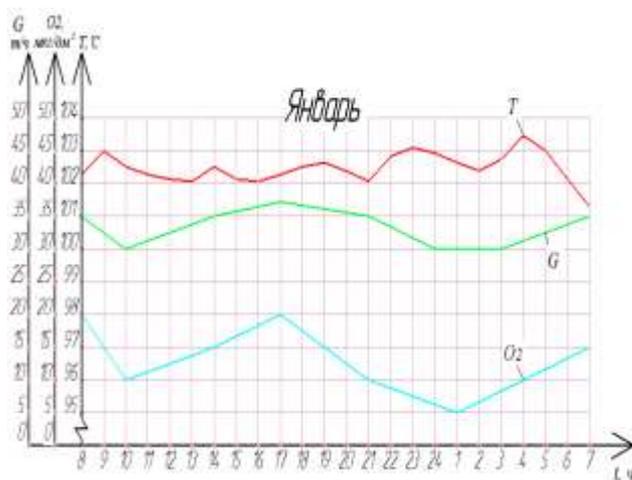


Рисунок 1.7.2 - Суточный график температурного режима деаэрата ДСА-75 в январе 2018 г

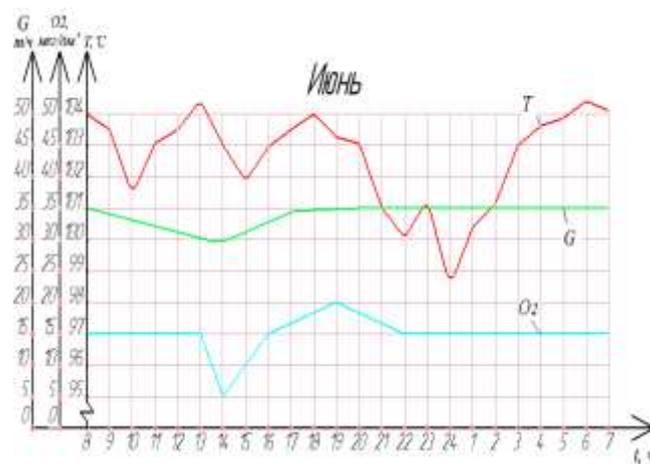


Рисунок 1.7.3 - Суточный график температурного режима деаэрата ДСА-75 в июне 2018 г

Далее, для вакуумного деаэрата ДВ-75 также были построены суточные графики (рисунки 1.7.4 и 1.7.5).

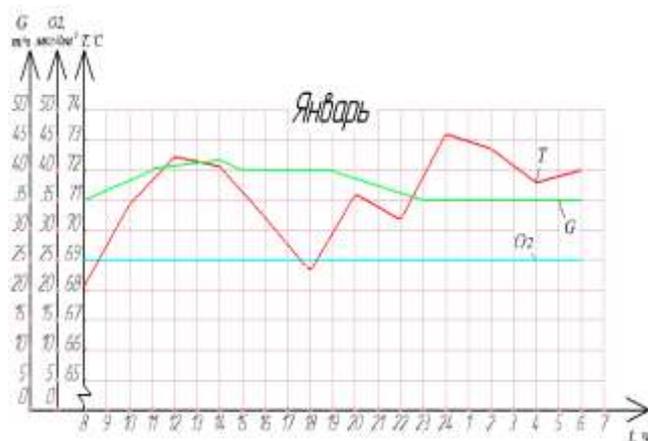


Рисунок 1.7.4 - Суточный график температурного режима деаэрата ДВ-75 в январе 2021 г

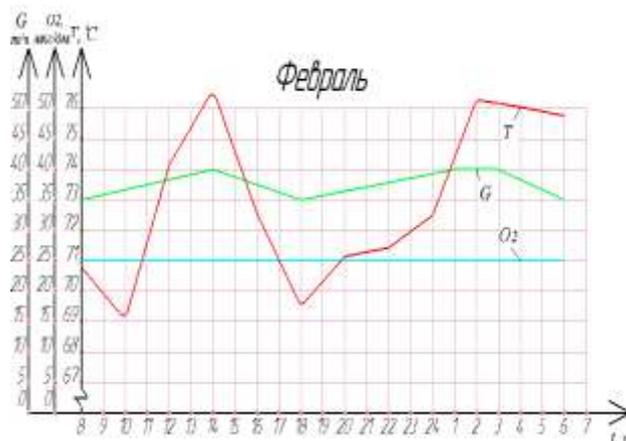


Рисунок 1.7.5 - Суточный график температурного режима деаэрата ДВ-75 в феврале 2021 г

Таким образом, режим работы деаэрата ДСА-75 (рисунки 1.7.2 и 1.7.3) соответствует нормальным условиям, где содержание кислорода в деаэрированной воде на выходе из деаэрата ДСА-75 не превышает 20 мг/дм^3 и диоксид углерода полностью отсутствует в деаэрированной воде. Что касается перехода на вакуумную деаэрацию (рисунки 1.7.4 и 1.7.5), то режим работы деаэрата ДВ-75 также соответствует нормальным условиям работы для осуществления вакуумной деаэрации, где содержание кислорода в деаэрированной воде на выходе из деаэрата ДВ-75 не

превышает 30 мкг/дм³ и диоксид углерода полностью отсутствует в деаэрированной воде. Таким образом, при отказе предприятий от производства и потребления пара переход от атмосферной деаэрации к вакуумной на сегодняшний день актуален для котельных подобных предприятий.

1.8 Постановка цели и задач исследования

Проведенный анализ существующих конструкций и схем включения термических деаэраторов и газоотводящих аппаратов позволил сформулировать цель и задачи работы.

Цель работы – разработка и научное обоснование технических и технологических решений, направленных на повышение энергетической эффективности работы тепловых электростанций и котельных установок путем совершенствования действующих схем и процессов в термических деаэраторах.

Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие задачи:

1. Проведение исследования работы атмосферного деаэратора на производственной котельной с минимальным расходом выпара.
2. Разработка технологических решений по использованию теплоты выпара атмосферных деаэраторов.
3. Разработка технологических решений в части подогрева добавочной воды перед вакуумным деаэратором в теплофикационных режимах работы турбины с малым пропуском пара в конденсатор.
4. Совершенствование схем включения газоотводящих аппаратов вакуумных деаэраторов на ТЭЦ.
5. Технико-экономический анализ предложенных решений.

На рисунке 1.8.1 приведена структурная схема для достижения цели исследования.

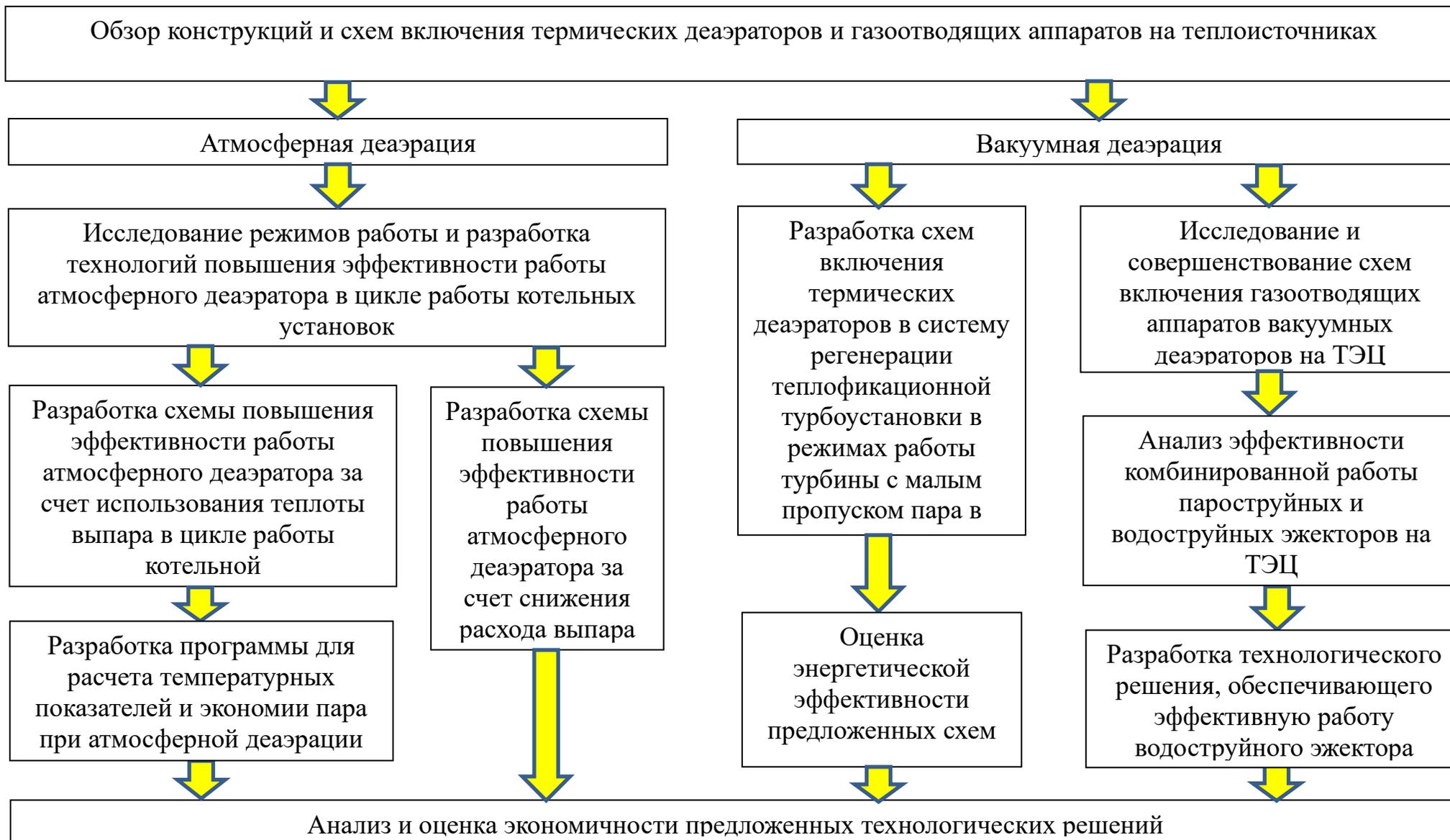


Рисунок 1.8.1 – Структурная схема достижения цели исследования

2. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ И РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ АТМОСФЕРНОГО ДЕАЭРАТОРА В ЦИКЛЕ РАБОТЫ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

2.1 Описание объектов, методик и условий проведения исследования

2.1.1 Цель и задачи исследования

Целью исследования является выявление режимов и условий работы атмосферного деаэрата с минимальным расходом выпара.

Задачами исследования являются:

- определение температуры нагрева химически очищенной воды выпаром атмосферного деаэрата в охладителе выпара;
- определение фактического удельного расхода выпара атмосферного деаэрата методом расчета;
- определение возможности работы атмосферного деаэрата при подпитке деаэрата производственным конденсатом, концентрация растворенного кислорода в котором не превышает нормативного значения для деаэрированной воды.

Решение данных задач необходимо для оценки и предложения технологических решений, повышающих энергетическую эффективность теплоэнергетических и котельных установок с атмосферными деаэраторами.

Для проведения исследования были использованы приборы, приведенные в таблице 2.1.1.

Таблица 2.1.1 – Средства измерения

№	Наименование оборудования	Характеристика оборудования	Внешний вид
1	Анализатор растворенного кислорода «МАРК-303Т»	<ul style="list-style-type: none"> – измерение остаточного содержания кислорода: 0–10 мг/дм³; погрешность $\pm (0,003+0,04 \cdot A)$; – измерение температуры: 0–50 °С; погрешность $\pm 0,3$ °С; – давление: не более 0,1 МПа. 	

№	Наименование оборудования	Характеристика оборудования	Внешний вид
2	Термометр биметаллический А5002 Wika	– максимальная температура: до +120 °С; – класс точности: 2.0	
3	Термометр «РОСМА» биметаллический БТ300103	– максимальная температура: до +120 °С; – класс точности: 2.0	
4	Термометр стрелочный биметаллический «JUMO»	– максимальная температура: до +120 °С; – класс точности: 1.5	
5	Манометр «Юмас» МП100	– температура рабочей среды: до +150 °С; – класс точности: 1.5; – максимальное давление: 6 бар	
6	Преобразователь расхода вихреакустический Метран-300ПР	– температура измеряемой среды: от 1 °С до 150 °С; – диапазон измерений: 0,18 – 2000 м ³ /ч; – относительная погрешность измерения: 1,0 % - 3,0 % в зависимости от расхода	

Также использовалась система оперативного мониторинга и управления процессами промышленного производства «Scada wincc Flexible».

Описание объекта исследования приведено далее.

2.1.2 Характеристика объекта исследования

Объектом исследования является паровая котельная установка, находящаяся на территории пивоваренного завода «AB InBev Efes», которая предназначена для отопления и пароснабжения объектов данного предприятия. Тепловая мощность котельной по отопительной части составляет 2,44 МВт, а по технологической части - 27,36 МВт. Теплоносителем является насыщенный водяной пар, подаваемый под давлением 10 бар (1 МПа). Расход пара на отопительную часть составляет 3,75 т/ч, а на технологическую - 42,1 т/ч.

Непосредственно сама котельная располагается в отдельном помещении, в здании инженерного корпуса. Перечень основного оборудования котельной с основными техническими характеристиками приведен в таблице 2.1.2.

Таблица 2.1.2 - Перечень основного оборудования котельной

№	Наименование	Количество/шт.
1	Паровой котел Universal UL-S производительностью 23,0 т/ч, в комплекте с экономайзером ECO1, производства «LOOS», Германия	1
2	Горелка комбинированная тип GLS 190 модулируемая максимальной мощностью 18,5 МВт, производства «SAACKE», Германия	2
3	Водоподготовительный модуль полной дегазации WSM-V, в составе:	1
3.1	Бак запаса питательной воды FT.C 30, объемом 30 м ³ производства «LOOS», Германия	1
3.2	Деаэрационная колонка TDM-50, производительностью 50 м ³ /ч, производства «LOOS», Германия	1
3.3	Барботер ВЕМ 1000 объемом 1,0 м ³ , производства «LOOS», Германия	1
3.4	Система дозирования реагентов, производства «LOOS», Германия	2
3.5	Охладитель пробоотборника SCM, производства «LOOS», Германия	2
4	Модуль питательного насоса РМ общей производительностью 24,5 м ³ /ч, напор 15,0 бар, производства «LOOS», Германия	3
5	Конденсатный модуль CSM-OC объемом 40 м ³ , производства «LOOS», Германия	1
6	Модуль конденсатного насоса РМ, производительностью 20 м ³ /ч, напор 1,5 бар производства «LOOS», Германия	2
7	Холодильник отбора проб SCS 20 с резьбой BSP, производства SpiraxSarco	1

В котельной предусмотрено: автоматическое регулирование, контроль, защита оборудования (автоматика) и управление технологическими процессами. Для автоматизации используется система управления LOOS LSC, которая управляет котельной установкой с несколькими котлами, анализатором воды, деаэрационной установкой, конденсатными установками, обеспечением топливом. Также система LOOS LSC объединяет функции управления паровых котлов и отдельные функции управления модулей в одну общую систему.

В производственных и отопительных котельных, обслуживающих теплосети, деаэрация воды выступает обязательным процессом водоподготовки.

2.1.3 Состав и функциональные особенности деаэрационной установки

Для осуществления процесса деаэрации на предприятии установлена деаэрационная установка TDM-50 (рисунок 2.1.1).



Рисунок 2.1.1 - Деаэрационная установка TDM-50 на объекте «AB InBev Efes»

Греющим агентом для атмосферного деаэратора TDM-50 является производственный пар, вырабатываемый котлом. В деаэрационную колонку на деаэрацию поступают два потока воды:

– химически очищенная вода, подаваемая насосной станцией ВФТ с установки водоподготовки (умягченная вода с Na-катионитовых фильтров);

– конденсат, подаваемый с производства цехов варки, розлива, с тепловых пунктов и с вентиляционной установки. Данный конденсат, имеющий $\text{pH} = 8,6 - 9,0$, температуру $90 - 97\text{ }^{\circ}\text{C}$ и содержание кислорода $5 - 15\text{ мкг/дм}^3$, собирается в конденсатном баке и подается конденсатным насосом в деаэрационную колонку. Отметим, что конденсатом является сконденсированный пар с теплоиспользующего оборудования производства. В отопительный сезон дополнительными потребителями выступают индивидуальные модульные тепловые пункты, находящиеся в отдельно стоящих зданиях предприятия.

Бак-аккумулятор питательной воды расположен под деаэрационной колонкой и первоначально находится под незначительным давлением пара, необходимого для повышения температуры кипения воды, которая в данном деаэраторе составляет $104 - 106\text{ }^{\circ}\text{C}$. Рабочий диапазон избыточного давления составляет $0,17 - 0,25$ бар при нормативном остаточном содержании кислорода в деаэрированной воде. Исходя из рекомендаций специалистов фирмы «BOSCH Termotechnic» уставка давления пара должна быть на уровне $0,25$ бар. Однако, давление пара допускается понижать до $0,17$ бар, при этом содержание кислорода в деаэрированной воде сохраняется в пределах норматива. Содержание кислорода в баке-аккумуляторе контролируется с помощью газоанализатора «МАРК-303Т».

Требования к качеству питательной воды для котла «LOOS UNIVERSAL UL-S» следующие: жесткость – менее $0,02$ мг-экв/л, содержание кислорода $20 - 50\text{ мкг/дм}^3$, $\text{pH} > 9,2$.

2.2 Повышение эффективности работы атмосферного деаэратора за счет использования теплоты выпара в цикле работы котельной установки

2.2.1 Действующая схема включения атмосферного деаэратора

В настоящее время в схему котельной атмосферный деаэратор TDM-50 включен по достаточно распространенной схеме, приведенной на рисунке 2.2.1, где по трубопроводу отвода выпара часть отводимого из атмосферного деаэратора выпара подается в охладитель выпара, а оставшаяся часть удаляется в атмосферу [72, 77 - 79, 82, 83].

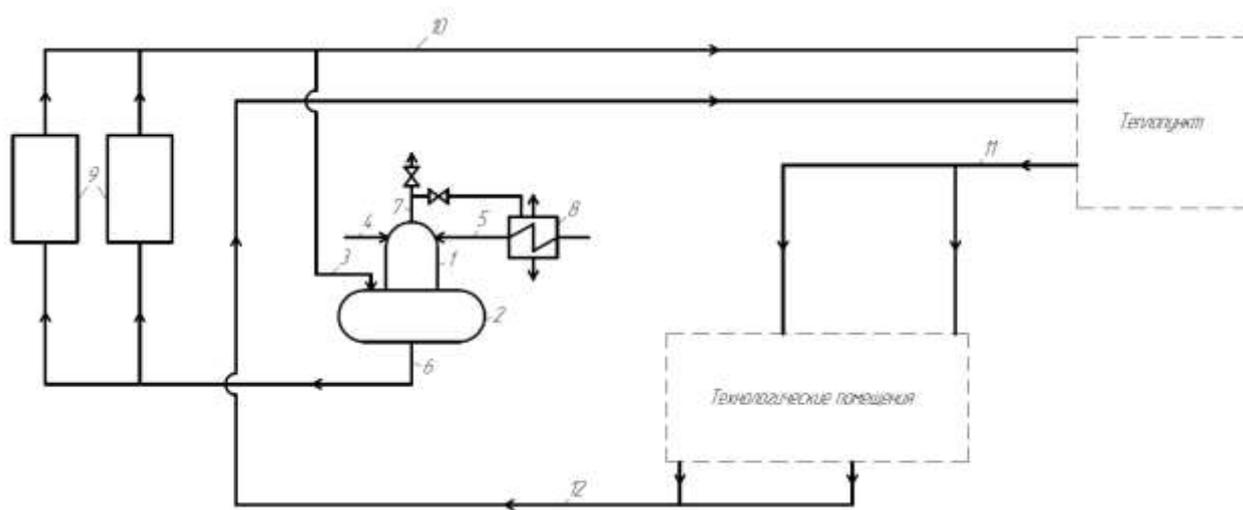


Рисунок 2.2.1 - Действующая схема включения атмосферного деаэратора TDM-50: 1 - деаэратор атмосферный TDM-50; 2 - бак-аккумулятор; 3 - трубопровод греющего агента; 4 - трубопровод конденсата; 5 - трубопровод химически очищенной воды; 6 - трубопровод деаэрированной воды; 7 - трубопровод отвода выпара; 8 - охладитель выпара; 9 - котел; 10 - паропровод; 11 - трубопровод подачи сетевой воды; 12 - трубопровод обратной сетевой воды

Теоретически весь выпар можно направить в охладитель выпара при условии, что, подпитка деаэратора химически очищенной водой будет происходить постоянно. Однако, в большинстве современных паровых промышленных котельных, подпитка атмосферного деаэратора химически очищенной водой происходит временными промежутками, что в совокупности составляет не более четверти суток. В основном подпитка деаэратора осуществляется производственным конденсатом с удалением выпара в атмосферу (ввиду отсутствия требуемого для нормальной работы охладителя выпара расхода химически очищенной воды).

Описание процесса деаэрации в деаэраторе TDM-50 приведено в главе 1, п. 1.3.2. После деаэрации вода поступает в котел, вырабатывающий производственный пар, который далее подается в теплопункт для подогрева сетевой воды в системе отопления. Сетевая вода, в свою очередь, обеспечивает теплоснабжение здания инженерного корпуса, циркулируя по подающему и обратному трубопроводам.

Данная схема при всей ее очевидной простоте имеет недостаток, заключающийся в больших потерях теплоты с удалением выпара деаэратора, что значительно снижает экономичность и эффективность котельной установки. Также немаловажным недостатком является частичный, а в наиболее холодные зимы (средняя температура минус 20 °С – минус 25 °С) повышенный расход производственного пара на подогрев сетевой воды в теплопункте перед подачей ее в систему.

В целях исследования количества выпара, отводимого из деаэратора, а также расхода пара на теплопункт, был проведен анализ подпитки деаэратора и расхода пара на теплопункт за 2020 - 2023 г. Соответственно были определены следующие параметры:

- среднемесячные расходы конденсата на деаэратор (рисунок 2.2.2);
- среднемесячные расходы ХОВ на деаэратор (рисунок 2.2.3);
- среднемесячные расходы пара на деаэратор (рисунок 2.2.4).
- среднемесячные расходы пара на отопление (рисунок 2.2.5).

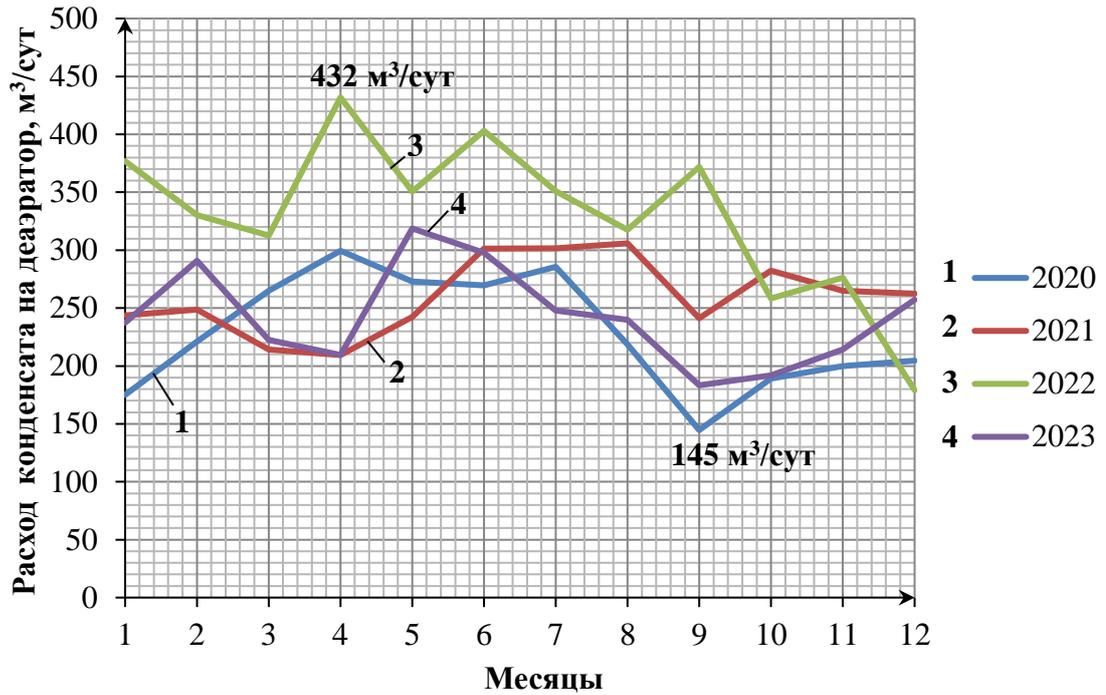


Рисунок 2.2.2 – График подпитки деаэратора конденсатом за 2020-2023 г.

Расход конденсата на деаэратор по среднемесячным показателям за 2020 – 2023 г. колеблется в диапазоне 210 - 315 м³/сут.

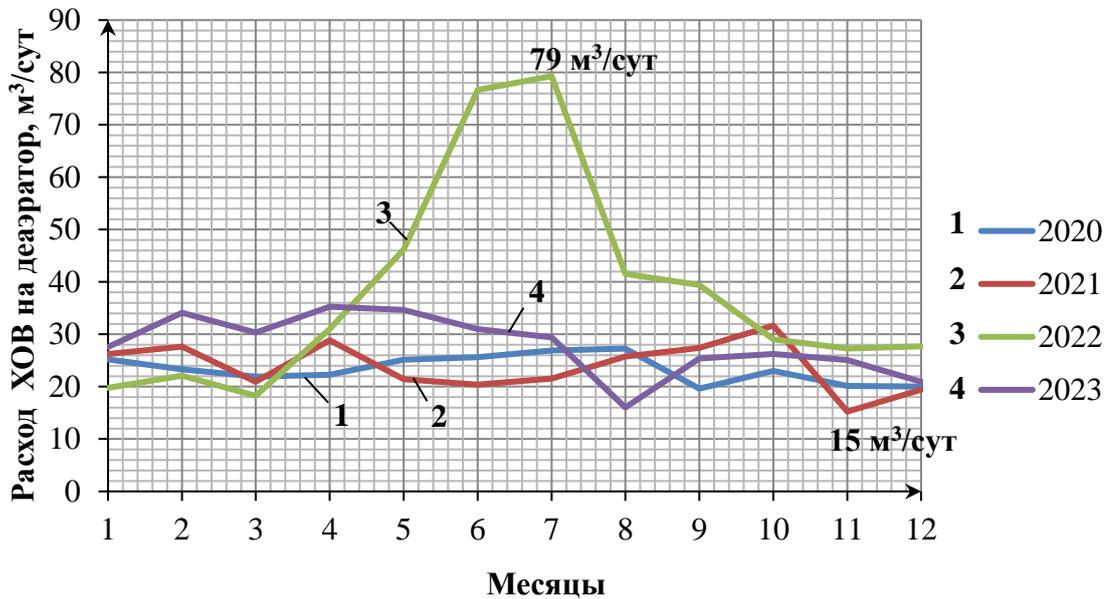


Рисунок 2.2.3 – График подпитки деаэратора химически очищенной воды за 2020-2023 г.

Из графика 2.2.3 видно, что расход ХОВ на деаэратор по среднемесячным показателям за 2020 – 2023 г. колеблется в диапазоне 15 - 40 м³/сут.

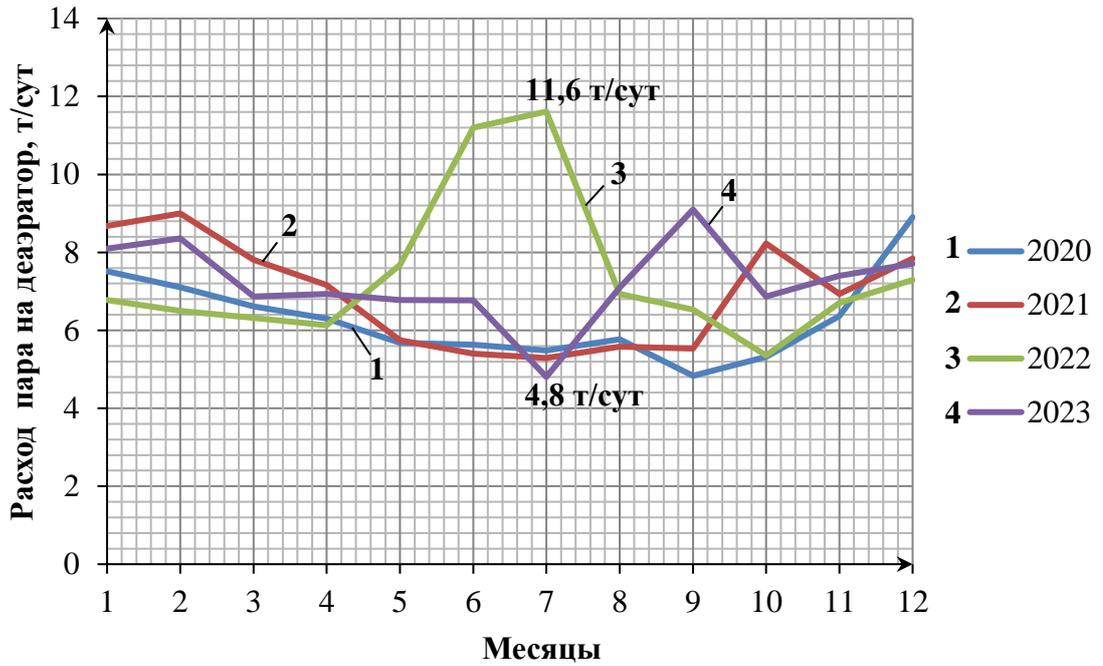


Рисунок 2.2.4 – График расхода пара на деаэрактор за 2020 - 2023 г.

Расход пара на деаэрактор по среднемесячным показателям за 2020 – 2023 г. колеблется в диапазоне 5 - 9 т/сут. Наибольший расход пара на деаэрактор был зафиксирован в июне - июле 2022 г. и достиг 11,6 т/сут.

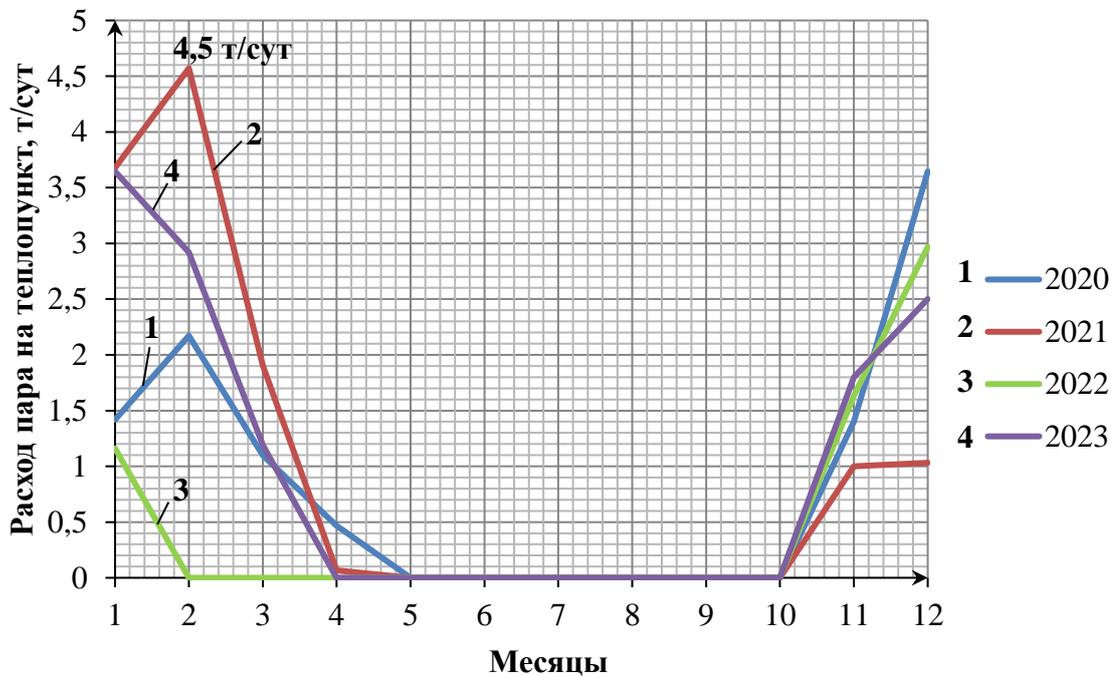


Рисунок 2.2.5 – График расхода пара на отопление за 2020 - 2023 г.

Расход пара на отопление здания инженерного корпуса по среднемесячным показателям за 2020 – 2023 г. достиг 4,5 т/сут (февраль 2021 г.).

На основе полученных данных можно предположить, что теплота выпара, которая на данный момент удаляется в атмосферу вместе с уходящими газами, могла бы быть использована в цикле работы котельной установки.

2.2.2 Схема с дополнительным подогревом обратной сетевой воды

Для исключения недостатков схемы, приведенной на рисунке 2.2.1, предложена схема (рисунок 2.2.6) деаэрационной установки, позволяющая повысить экономичность и эффективность производственной котельной за счет дополнительного подогрева обратной сетевой воды выпаром атмосферного деаэратора TDM-50 [72, 79].

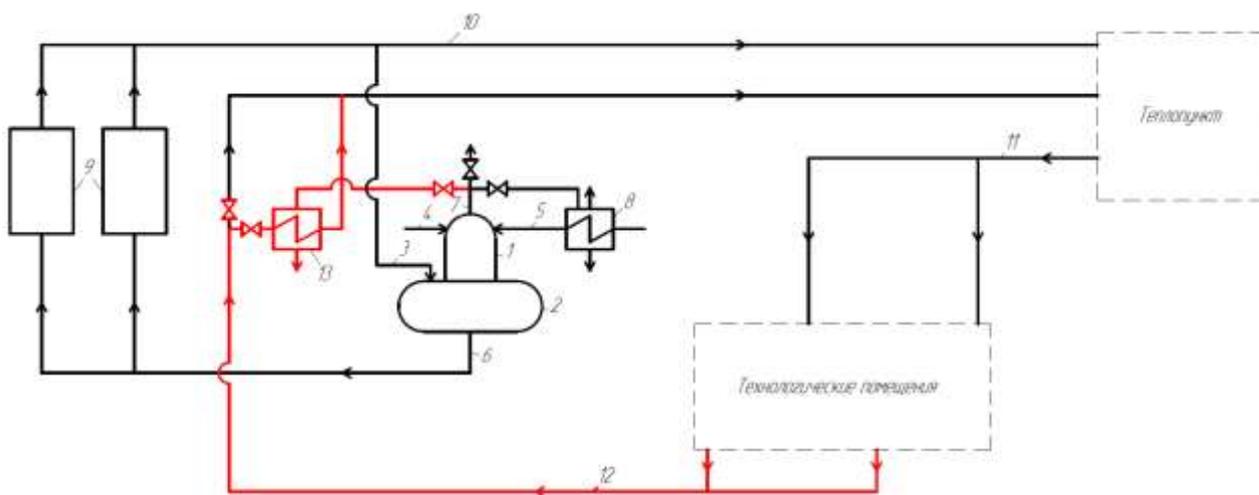


Рисунок 2.2.6 - Схема включения деаэрационной установки с теплообменником:
1 - 12 - обозначения те же, что и на рисунке 2.2.1; 13 - теплообменник

Особенность данной схемы заключается в том, что к трубопроводу отвода выпара помимо охладителя выпара подключен подогреватель обратной сетевой воды (теплообменник) с присоединенным к нему трубопроводом обратной сетевой воды. Предполагается, что теплообменник и охладитель выпара будут работать попеременно следующим образом. При наличии подпитки деаэратора химически очищенной водой весь выпар будет направляться в охладитель выпара. При отсутствии подпитки химически очищенной водой весь выпар будет направляться в теплообменник на

подогрев сетевой воды. Сетевая вода, циркулирующая в системе отопления здания инженерного корпуса, из теплопункта подается в технологические помещения, затем по трубопроводу обратной сетевой воды поступает в теплообменник. В нем за счет подачи пара деаэратора происходит подогрев воды. Далее сетевая вода, предварительно подогретая в теплообменнике, направляется обратно в теплопункт [51, 52].

Поясним, что в котельных установках, в которых теплопункт оборудован системами автоматики, и регулирование подачи пара на отопление осуществляется автоматически в зависимости от температуры прямой или обратной сетевой воды, будет достигаться экономия пара, подаваемого в теплопункт за счет увеличения температуры сетевой воды. Особенно это актуально в отопительный период, когда расход пара на теплопункт достигает 4,5 т/сут (в рассматриваемом случае).

Максимальная эффективность схемы, приведенной на рисунке 2.2.6, будет достигаться при минимальном расстоянии между атмосферным деаэратором и теплопунктом, так как в этом случае потери теплоты в трубопроводе обратной сетевой воды будут минимальны. В результате реализуется двухступенчатый подогрев сетевой воды в системе отопления здания инженерного корпуса, где в качестве основной ступени подогрева выступает теплообменное оборудование теплового пункта, а в качестве дополнительной ступени – теплообменник, подогревающий обратную сетевую воду с помощью пара деаэратора. Это позволяет исключить применяемый в подобных схемах выброс пара деаэратора в атмосферу, сопровождающийся потерями теплоты в атмосферном деаэраторе.

Для дальнейшей оценки целесообразности применения предложенной схемы применительно к заводу АВ InBev Efes в г. Ульяновск, где теплопункт оборудован системами автоматики, и регулирование подачи пара на отопление осуществляется автоматически в зависимости от температуры обратной сетевой воды, необходимо учесть:

- температура выпара атмосферного деаэрата TDM-50 стабильна и составляет 102-110 °С;
- в зимний период 2019 г., 2021 г. и 2022 г. (средняя температура минус 20 °С – минус 25 °С) расход пара на деаэратор составил 5 - 13 т/сут, а расход пара на теплопункт 2 - 4,5 т/сут;
- в зимний период 2020 г. (средняя температура минус 10 °С - минус 15 °С) расход пара на деаэратор составил 5 – 9 т/сут, а расход пара на теплопункт 1 – 2 т/сут.

2.2.3 Расчет температуры химически очищенной воды после охладителя выпара

Выполним расчет температуры химически очищенной воды T_2'' , °С, на выходе из кожухотрубного теплообменника ПП 2-6-2 II, который применяется в котельной завода АВ InBev Efes в качестве охладителя выпара атмосферного деаэрата TDM-50.

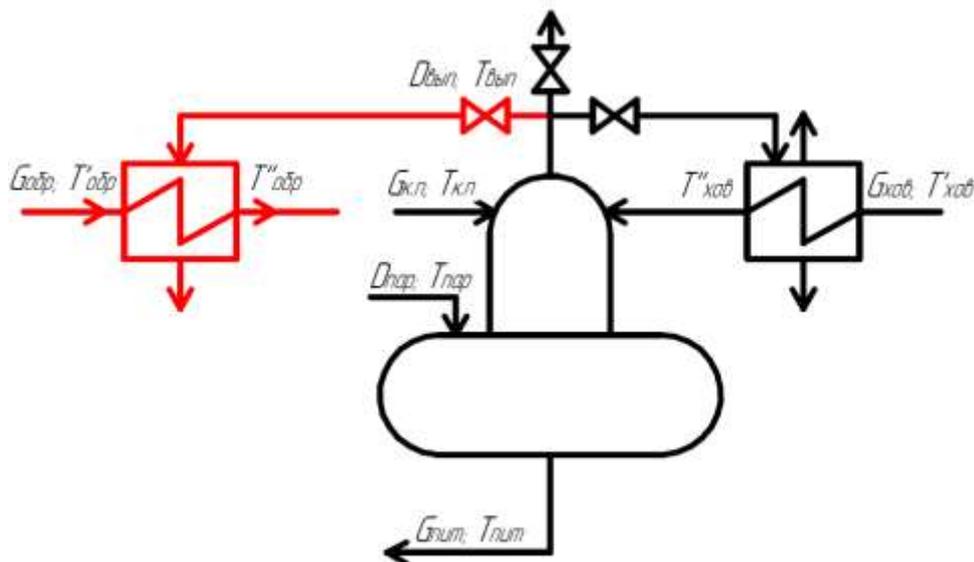


Рисунок 2.2.7 - Схема потоков воды на деаэрацию в котельной завода АВ InBev Efes

В данной схеме (рисунок 2.2.7) при наличии подпитки деаэрата химически очищенной водой выпар будет направляться в охладитель выпара на подогрев ХОВ, а при отсутствии подпитки деаэрата химически очищенной водой выпар будет направляться на подогрев обратной сетевой воды в теплообменнике.

Для расчета примем следующие исходные данные:

1. Общее количество трубок в теплообменнике $n = 68$, число ходов по воде $Z = 2$.
2. Внутренний диаметр корпуса $D = 0,325$ м.
3. Наружный диаметр трубок $d_{\text{нар}} = 0,0215$ м.
4. Внутренний диаметр трубок $d_{\text{вн}} = 0,018$ м.
5. Длина трубок $l = 2,0$ м, материал – углеродистая сталь 20.
6. Выпар деаэрата подается в межтрубное пространство при давлении $p = 1,25$ бар.
7. Температура воды на входе в теплообменник $T'_2 = 11$ °С.
8. Расход химически очищенной воды $G = 6$ м³/ч.
9. Скорость движения воды в трубах $w_2 = 6,5$ м/с.

Для атмосферного деаэрата по [16] количество выпара составляет 2 кг на 1 т деаэрированной воды. Но, как показывают исследования [103, 131, 152, 155, 159, 162] и практика эксплуатации деаэрационных установок, данное правило не всегда соответствует действительности. Поэтому дальнейшие расчеты будем вести при удельных расходах выпара $d_{\text{вып}}$: 2 кг/т, 5 кг/т и 8 кг/т, близким к действительным расходам выпара.

Поверочный расчет выполним методом последовательных приближений в соответствии с методикой, изложенной в [6, 7].

1. Первое приближение $T''_2 = 11$ °С.

1.1 В первом приближении принимаем температуру холодного теплоносителя на выходе из теплообменника $T''_2 = 11$ °С. Тогда средняя температура равна $T_2 = 11$ °С.

Температура горячего теплоносителя на входе и на выходе равна температуре насыщения при заданном давлении, т.к. происходит конденсация выпара, а конденсат удаляется при температуре насыщения. По [7] при $p = 1,25$ бар $T'_1 = T''_1 = T_1 = T_n = 106$ °С.

1.2 Определяем коэффициенты теплоотдачи α_1 , α_2 и коэффициент теплопередачи k . Примем для пленочной конденсации выпара $\alpha_1 = 10000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а для нагрева воды $\alpha_2 = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

В первом приближении коэффициент теплопроводности материала трубок – углеродистой стали 20, найдем из [7] $\lambda_w = 51,43 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ при средней температуре горячего и холодного теплоносителей $T_{\text{ср}} = 58,5 \text{ }^\circ\text{С}$.

Толщина стенки трубы равна: $\delta = 0,5 \cdot (d_{\text{нар}} - d_{\text{вн}})$, $\delta = 0,00175 \text{ м}$.

1.2.1 Находим температуры стенок T_{w1} и T_{w2} , $^\circ\text{С}$ по формулам:

$$T_{w1} = T_1 - \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot \frac{1}{\alpha_1}, \quad (2.2.1)$$

$$T_{w2} = T_{w1} - (T_1 - T_{w1}) \cdot \frac{\delta}{\lambda_w} \cdot \alpha_1, \quad (2.2.2)$$

1.2.2 Определяем коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей теплоотдачи α_1 , α_2 .

По таблице [7] при $T_1 = T_{\text{н}} = 106 \text{ }^\circ\text{С}$ находим скрытую теплоту парообразования $r = 2240,72 \text{ кДж}/\text{кг}$. Также при $T_1 = T_{\text{н}} = 106 \text{ }^\circ\text{С}$ находим физические свойства конденсатной пленки: $\rho_{\text{пл}} = 955,44 \text{ кг}/\text{м}^3$; $\lambda_{\text{пл}} = 0,684 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\mu_{\text{пл}} = 268,4 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $\sigma_{\text{пл}} = 576,84 \cdot 10^{-4} \text{ Н}/\text{м}$.

Для горизонтальной трубы проверяем выполнение условия:

$$20 \cdot \left(\frac{\sigma_{\text{пл}}}{g \cdot \rho_{\text{пл}}} \right)^{0,5} > d_{\text{нар}}, \quad (2.2.3)$$

$0,0496 \text{ м} > 0,0215 \text{ м} (d_{\text{нар}})$, поэтому режим течения ламинарный.

Рассчитываем коэффициент α_1 , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ по формуле:

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{\text{пл}}^2 \cdot \lambda_{\text{пл}}^3}{\mu_{\text{пл}} \cdot (T_{\text{н}} - T_{w1}) \cdot d_{\text{нар}}}}, \quad (2.2.4)$$

Находим коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении воды в прямых гладких трубах α_2 .

По таблице [7] при $T_2 = 11 \text{ }^\circ\text{С}$ находим физические свойства воды: $\lambda = 0,5785 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\nu = 1,276 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr = 9,27$, $Pr_w = 1,85$.

Так как $Re = 92398,12 > 10^4$, то режим течения воды турбулентный.

Для турбулентного режима течения в трубах и каналах рассчитываем безразмерный коэффициент теплоотдачи по формуле [7]:

$$\overline{Nu} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25}, \quad (2.2.5)$$

Отсюда $\overline{Nu} = 768,17$.

Находим коэффициент теплоотдачи α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d_{вн}}, \quad (2.2.6)$$

Расхождение между принятым и полученным значениями коэффициентов теплоотдачи $\Delta_1 = 28,05 \%$, $\Delta_2 = 95,14 \%$. Так как расхождение больше 5 %, то расчет повторяем с пункта 1.2, принимая $\alpha_1 = 13897,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $\alpha_2 = 24602,84 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Следующие результаты расчетов занесем в таблицу 2.2.1.

Таблица 2.2.1 – Результаты расчета параметров теплообмена

Параметр, ед. измерения	№ расчета			
	0	1	2	3
$\lambda_w, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	-	51,43	51,13	51,51
$T_{w1}, \text{°C}$	-	97,62	59,44	52,31
$T_{w2}, \text{°C}$	-	94,77	37,30	35,80
Pr_w	-	1,85	4,61	4,78
$\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	10000	13897,10	9051,94	8735,04
$\alpha_2, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	1000	24602,84	19594,07	19421,40
$\Delta_1, \%$	-	28,05	53,54	3,61
$\Delta_2, \%$	-	95,94	25,56	0,89

В результате расчета принимаем $\alpha_1 = 8735,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $\alpha_2 = 19421,40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

1.3. Коэффициент теплопередачи k рассчитаем по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{зг}}, \quad (2.2.7)$$

В расчете пренебрежем термическим сопротивлением загрязнений $R_{\text{заг}} = 0$. Из [7] при средней температуре стенки $\overline{T_w} = 44,05$ °С найдем $\lambda_w = 51,55$ Вт/(м·К).

Отсюда $k = 5001,99$ Вт/(м²·К).

1.4. Температуру воды на выходе из теплообменника T_2'' найдем по формуле

$$T_2'' = T_1 - (T_1 - T_2') \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_2}}, \quad (2.2.8)$$

По [7] при средней температуре холодного теплоносителя $T_2 = 11$ °С плотность воды $\rho_2 = 999,55$ кг/м³, удельная массовую теплоемкость $c_{p2} = 4,19$ кДж/(кг·К).

1.4.1 При течении воды в трубках площадь поперечного сечения f_2 , мм:

$$f_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot \frac{n}{Z}, \quad (2.2.9)$$

Отсюда $f_2 = 0,0086$ м².

1.4.2 Расход холодного теплоносителя G_2 , кг/с, найдем из уравнения неразрывности:

$$G_2 = \rho_2 \cdot w_2 \cdot f_2, \quad (2.2.10)$$

Отсюда $G_2 = 56,64$ кг/с.

1.4.3 Площадь поверхности теплообмена кожухотрубного теплообменника, F , м² найдем по формуле:

$$F = \pi \cdot \frac{d_{\text{нар}} + d_{\text{вн}}}{2} \cdot l \cdot n, \quad (2.2.11)$$

Отсюда $F = 8,43$ м².

1.4.4 Водяной эквивалент холодного теплоносителя W_2 , Вт/К, равен

$$W_2 = G_2 \cdot c_{p2}, \quad (2.2.12)$$

Отсюда $W_2 = 237321,82$ Вт/К.

Таким образом, температура воды на выходе из теплообменника T_2'' , °С составит 26,47 °С.

Расхождение между принятым и полученным значениями температуры $\Delta = 58,44 \%$. Так как расхождение больше 5% , то расчет повторяем с пункта 1.2 с вновь рассчитанным значением температуры воды на выходе из теплообменника T_2'' .

После второго приближения окончательно принимаем $T_2'' = 26,98 \text{ }^\circ\text{C}$.

По уравнению теплового баланса при изменении агрегатного состояния горячего теплоносителя получена зависимость температуры химически очищенной воды, нагреваемой в охладителе выпара, от удельного расхода выпара атмосферного деаэрата TDM-50 (рисунок 2.2.8).

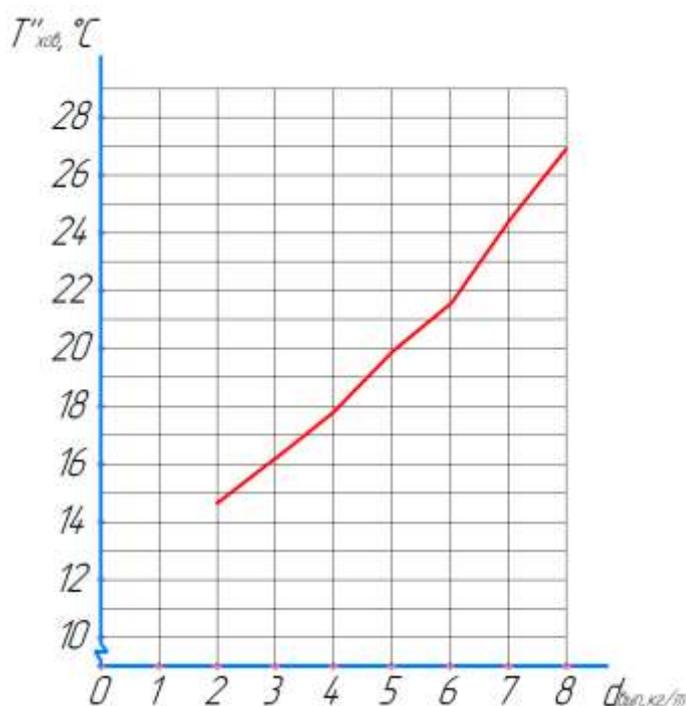


Рисунок 2.2.8 – График зависимости температуры нагрева химически очищенной воды в охладителе выпара от удельного расхода выпара деаэрата при $t_{нач} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$

Из графика (рисунок 2.2.8) видно, что в зависимости от удельного расхода выпара $2 - 8 \text{ кг/т}$ ХОВ после ОВА может подогреться до $14 \text{ }^\circ\text{C} - 27 \text{ }^\circ\text{C}$. Таким образом, ХОВ поступает в атмосферный деаэратор уже с более высокой температурой.

Для подтверждения расчетов опытным путем определили температуру нагрева ХОВ в охладителе выпара с расходом ХОВ $5,75 \text{ м}^3/\text{ч}$ и температурой выпара $106 \text{ }^\circ\text{C}$ (рисунок 2.2.9). Расход химически очищенной воды

фиксируют также с помощью расходомера Метран-300ПР.

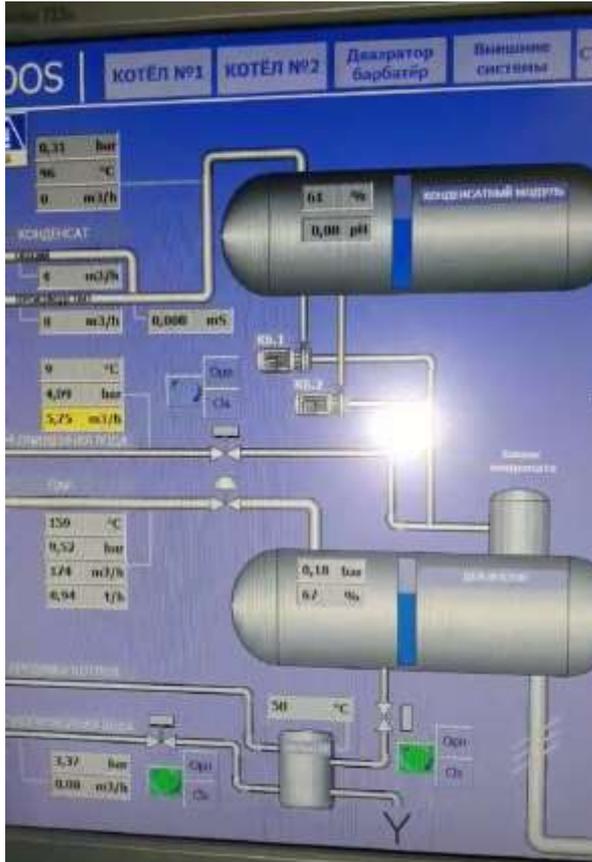


Рисунок 2.2.9 – Окно программы потоков деаэратора TDM-50

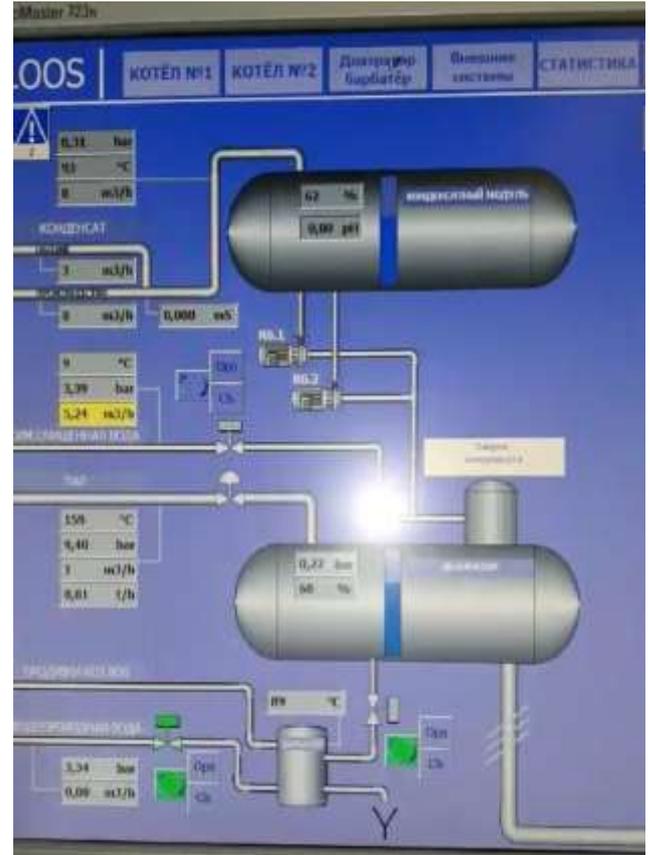


Рисунок 2.2.10 – Окно программы потоков деаэратора TDM-50

Через 30 минут после начала опыта произвели замеры температур ХОВ до и после охладителя выпара, которые показали, что ХОВ с расходом $5,75 \text{ м}^3/\text{ч}$ нагрелась с 11 °C до 27 °C . Далее повторили опыт с расходом ХОВ $5,24 \text{ м}^3/\text{ч}$ (рисунок 2.2.10), который показал, что за 30 минут ХОВ нагрелась с 11 °C до 31 °C .

Таким образом, опыт показал, что химически очищенная вода может нагреваться в теплообменнике до $27 \text{ °C} - 31 \text{ °C}$. Также данные измерения подтвердили предположение о том, что удельный расход выпара значительно превосходит нормативный и достигает 8 кг/т .

2.2.4 Расчет температуры воды, подогреваемой в теплообменнике выпаром деаэратора

Рассчитаем температуру обратной сетевой воды после установки теплообменника $T''_{обр}$, $^{\circ}\text{C}$ согласно схеме, приведенной на рисунок 2.2.7.

В качестве данных для расчета используем данные за конкретный промежуток времени (апрель 2022 г).

В атмосферный деаэратор TDM-50 направляются следующие потоки:

- 1) конденсат с производства с расходом $G_{к.п} = 451 \text{ м}^3/\text{сут}$ и температурой $t_{к.п} = 93 \text{ }^\circ\text{C}$;
- 2) подогретая химически очищенная вода с расходом $G_{хов} = 16 \text{ м}^3/\text{сут}$;
- 3) пар на деаэратор – $D_{пар} = 5 \text{ т/сут}$ и $t_{пар} = 115 \text{ }^\circ\text{C}$.

Из деаэратора отводятся:

- 1) питательная вода котлов $G_{пит} = G_{к.п} + G_{хов} = 467 \text{ м}^3/\text{сут}$;
- 2) выпар деаэратора $D_{вып}$, кг/с;
- 3) температура выпара $t_{вып} = 102 \text{ }^\circ\text{C} - 110 \text{ }^\circ\text{C}$;
- 4) расход обратной сетевой воды, подогреваемой в теплообменнике, $G_{обр} = 7,5 \text{ м}^3/\text{ч}$;

5) температура обратной сетевой воды на входе в теплообменник $T'_{обр} = 44 \text{ }^\circ\text{C}$ - при температуре наружного воздуха $t_n = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ по температурному графику котельной (рисунок 2.2.11).

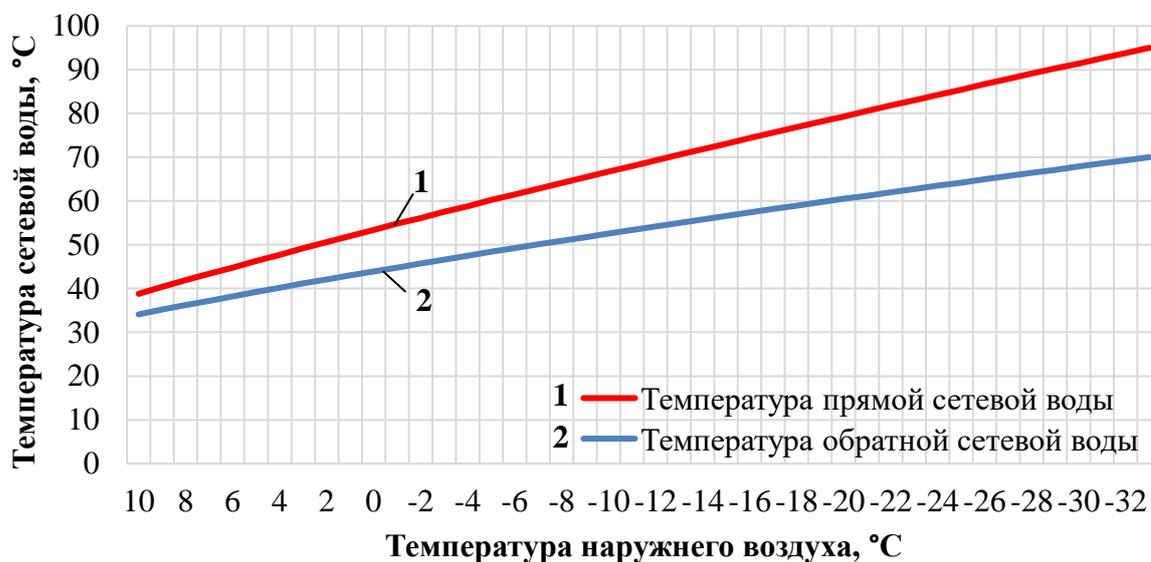


Рисунок 2.2.11 - График температур сетевой воды в котельной АВ InBev Efes

Согласно методике поверочного расчета [6, 7] был проведен расчет температуры обратной сетевой воды $T''_{обр}$, °C, на выходе из теплообменника при температурах выпара: 102 °C, 106 °C, 110 °C.

В результате расчета получены зависимости температуры обратной сетевой воды, нагреваемой в теплообменнике от удельного расхода выпара атмосферного деаэрата TDM-50 по следующим условиям:

- линия 1 (рисунок 2.2.12) получена при температуре наружного воздуха $t_n = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, температуре выпара $t_{\text{вып}} = 106 \text{ }^\circ\text{C}$;
- линия 2 (рисунок 2.2.12) получена при температуре наружного воздуха $t_n = -5 \text{ }^\circ\text{C}$, температуре выпара $t_{\text{вып}} = 102 \text{ }^\circ\text{C}$;
- линия 3 (рисунок 2.2.12) получена при температуре наружного воздуха $t_n = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, температуре выпара $t_{\text{вып}} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$.

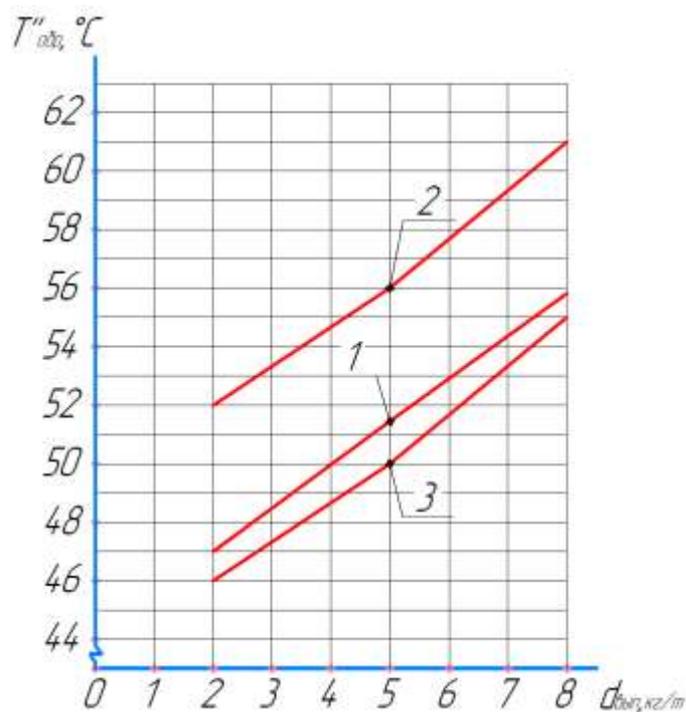


Рисунок 2.2.12 - График зависимости температуры нагрева обратной сетевой воды от удельного расхода выпара деаэрата:

- 1 – зависимость при $t_n = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{вып}} = 106 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{нач}} = 44 \text{ }^\circ\text{C}$; 2 - зависимость при $t_n = -5 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{вып}} = 102 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{нач}} = 49 \text{ }^\circ\text{C}$; 3 - зависимость при $t_n = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{вып}} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{нач}} = 43 \text{ }^\circ\text{C}$

Из графика (рисунок 2.2.12) видно, что, если подогрев осуществляется количеством выпара, соответствующим нормативной величине (2 кг/т), то температура обратной сетевой воды после теплообменника составит порядка $46 \text{ }^\circ\text{C} - 52 \text{ }^\circ\text{C}$ в зависимости от температуры выпара и температуры наружного воздуха. При фактическом удельном расходе выпара 5 кг/т температура обратной сетевой воды будет $50 \text{ }^\circ\text{C} - 56 \text{ }^\circ\text{C}$, при удельном

расходе выпара 8 кг/т – 55 °С – 61 °С.

Далее приведем оценку экономичности предложенных решений.

2.2.5 Оценка экономичности технологии подогрева обратной сетевой воды в теплообменнике

Рассчитаем экономию, получаемую за счет установки теплообменника с учетом удельного расхода выпара деаэратора 2 – 8 кг/т.

1) Количество теплоты Q_{vi} , кВт, отводимой с выпаром из деаэратора TDM-50, рассчитаем по формуле:

$$Q_{vi} = D_{\text{вып}} \cdot (h_{\text{вып}} - h_{\text{конд}}) \cdot \eta, \quad (2.2.13)$$

где $D_{\text{вып}}$ – расход выпара, кг/с; $h_{\text{вып}}$ – энтальпия выпара, кДж/кг; $h_{\text{конд}}$ – энтальпия конденсата, кДж/кг, $\eta = (0,98 - 0,99)$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду, $i = 1$ - при $d_{\text{вып}} = 2$ кг/т; $i = 2$ - при $d_{\text{вып}} = 5$ кг/т; $i = 3$ - при $d_{\text{вып}} = 8$ кг/т.

2) Тепловую нагрузку котельной с учетом заданных параметров, $Q_{\text{п}}$, кВт, рассчитаем по формуле:

$$Q_{\text{п}} = D_{\text{п}} \cdot (h'_{\text{п}} - h''_{\text{к}}) \cdot \eta, \quad (2.2.14)$$

где $D_{\text{п}}$ – расход пара, кг/с; $h'_{\text{п}}$ – энтальпия пара на входе в теплопункт, кДж/кг, (при температуре пара $t'_{\text{п}} = 180$ °С); $h''_{\text{к}}$ – энтальпия конденсата на выходе из теплопункта, кДж/кг, (при температуре пара $t''_{\text{п}} = 112$ °С).

3) Эквивалентный расход пара $D_{\text{п.экв}i}$, кг/с, при мощности теплопункта, которую можем заместить, найдем из соотношения максимального расхода пара $D_{\text{п}}$, кг/с к максимальной тепловой нагрузке выпара Q_{vi} , кВт.

4) Время работы подогревателя обратной сетевой воды на отопление $A_{\text{т}}$, ч/сут, найдем исходя из отношения суточного расхода химически очищенной воды к часовому расходу химически очищенной воды.

5) Экономию пара $\mathcal{E}_{\text{п}i}$, т/сут, рассчитаем по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{п}i} = \frac{D_{\text{п.экв}i}}{24} \cdot A_{\text{т}}, \quad (2.2.15)$$

В результате расчета в зависимости от расхода выпара получились следующие результаты:

– количество теплоты, отводимой с выпаром из деаэратора: $Q_6 = (25 - 102)$ кВт;

– тепловая нагрузка котельной с учетом заданных параметров: $Q_n = 202$ кВт;

– соотношение кратности тепловой нагрузки: $K = 8 - 2$;

– время работы теплообменника в среднем составляет 18 – 19 ч/сут, а время работы охладителя выпара составляет 5 – 6 ч/сут.

б) Экономия $\mathcal{E}_{дi}$, руб/сут, рассчитаем по формуле:

$$\mathcal{E}_{дi} = \mathcal{E}_{пi} \cdot (C_{г} \cdot \mathcal{Z}_{г} + C_{в} \cdot \mathcal{Z}_{в}), \quad (2.2.16)$$

где $C_{г}$ – стоимость 1 м³ природного газа, руб.; $\mathcal{Z}_{г}$ - затраты природного газа на производство 1 т пара, нм³/т; $C_{в}$ - стоимость 1 м³ воды, руб.; $\mathcal{Z}_{в}$ - затраты воды на производство 1 т пара, м³/т.

На момент 2023 г. принимаем:

– стоимость 1 м³ природного газа – 6,7 руб.;

– затраты природного газа на получение 1 т пара – 130 нм³/т;

– стоимость 1 м³ воды – 6,197 руб.;

– расход воды на получение 1 т пара – 25 м³/т.

Таким образом, экономия пара составит от 1 до 3,5 т/сут (20 - 70 кг/сут·т), что в денежном эквиваленте от 900 руб/сут до 3500 руб/сут в зависимости от расхода выпара.

Затраты на закупку теплообменника, закупку соответствующих материалов и оплату работ по установке приведены в смете (рисунке 2.2.13).

Наименование работ: Модернизация деаэрационной установки (с установкой теплообменника).

1. Стоимость работ					
№ п/п	Наименование	Ед. изм.	Кол-во	Цена за ед. без НДС, руб.	Стоимость без НДС, руб.
1	Инженерное сопровождение	к-кт	1	14160	14160
2	Установка теплообменника	к-кт	1	84240	84240
					98400

Итого по разделу 1:

2. Стоимость материалов, прочие расходы					
№ п/п	Наименование	Ед. изм.	Кол-во	Цена за ед. без НДС, руб.	Стоимость без НДС, руб.
1	Пластинчатый теплообменник Alfa Laval TS6-MFG	шт.	1	54450	54450
2	Задвижка DN 50	шт.	3	10 530	31590
3	Фланец DN50	шт.	10	3 052	30520
4	Тройник DN50	шт.	2	650	1 300
5	Отвод DN50	шт.	2	390	780
6	Труба DN50	м	2	1 080	2 160
7	Расходные материалы, транспортные расходы	к-кт	1	10 800	10 800
					131600

Итого по разделу 2:

3. Стоимость услуг					
№ п/п	Наименование	Ед. изм.	Кол-во	Цена за ед. без НДС, руб.	Стоимость без НДС, руб.

Итого по разделу 3:

Сводная таблица		
1	Стоимость работ	98400
2	Стоимость материалов, прочие расходы	131600
3	Стоимость услуг	
Итого без НДС, руб.:		230000
Кроме того НДС 20%, руб.:		46000
Всего с НДС 20%, руб.:		276000

Рисунок 2.2.13 – Смета по стоимости работ установки теплообменника

Следовательно, затраты на конец 2023 г. составят 366 тыс. руб. с учетом НДС 20%.

В настоящее время одним из наиболее актуальных критериев эффективности проекта является чистый дисконтируемый доход NPV (Net Present Value), который позволяет оценить ожидаемую максимальную доходность проекта. Таким образом, окупаемость проекта рассчитаем по формуле:

$$NPV = \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+r)^t} \geq I_0 \quad (2.2.17)$$

где r – ставка дисконтирования; I_0 - инвестиции в проект (капиталовложения), руб.; CF - денежные поступления в период t , руб/г; n – срок окупаемости, г.

Соответственно, капиталовложения составят $I_0 = 366000$ руб., ставку дисконтирования примем 20 %.

Таким образом, в зависимости от расхода выпара деаэратора окупаемость приведенной на рисунке 2.2.7 технологии составит от 6 месяцев до 2,5 лет.

Также, основываясь на расчетах количества теплоты, отводимой с выпаром из деаэратора (25 – 102) кВт, а также давления и температуры теплоносителя в качестве подогревателя сетевой воды подберем теплообменник фирмы Alfa Laval из каталога (рисунок 2.2.14).

Теплоноситель, Нагреваемая среда Допустимые потери напора	110->60/80<-55 Макс 30/30 кПа	110->60/70<-50 Макс 30/30 кПа	105->70/85<-65 Макс 50/30 кПа	95->45/75<-40 Макс 20/20 кПа	75->40/70<-35 Макс 10/20 кПа	65->40/60<-35 Макс 10/30 кПа	60->50/45<-35 Макс 20/20 кПа	
Мощность, кВт	Модель	Модель	Модель	Модель	Модель	Модель	Модель	кВт
50	M3-48H	M3-18H	M3-52H	M6-12H	M6-46H	M6-30H	M3-24H	50
100	M3-90H	M3-30H	M6M-16H	M6-20H	M6-84H	M6-54H	M6M-14L	100
150	M6M-20M	M3-44H	M6M-22H	M6-28H	M6-124H	M6-80H	M6M-18L	150
200	M6M-26M	M3-62H	M6M-28H	M6-34H	M6-162H	M6-104H	M6M-24L	200
300	M6M-36M	M6M-24M	M6M-40H	M6-50H	M10B-294H	M6-152H	M10M-22M	300
400	M6M-46H	M6M-32H	M6M-50H	M6-64H	M10B-390H	M10B-208H	M10M-28M	400
500	M6M-56H	M6M-38H	M10B-64H	M6-78H	-	M10B-258H	M10M-36M	500
750	M6M-82H	M10M-36H	M10B-86H	M6-114H	-	M10B-382H	M10M-54M	750
1.000	M10B-68H	M10M-48H	M10B-134H	M10B-132H	-	-	-	1.000

Рисунок 2.2.14 – Каталог теплообменников

Исходя из расчетной мощности, можно выбрать теплообменник с мощностью 50 кВт среди M3-18H, M3-52H, M6-12H или теплообменник с мощностью 100 кВт среди M3-30H, M6M-16H, M6-20H.

Для упрощения и автоматизации расчетов температуры нагрева воды выпаром деаэратора, экономии пара, а также подбора теплообменника был разработан программный продукт «Расчет экономии пара и температурных показателей воды после нагрева выпаром атмосферного деаэратора» [104], главное окно которого представлено на рисунке 2.2.15.

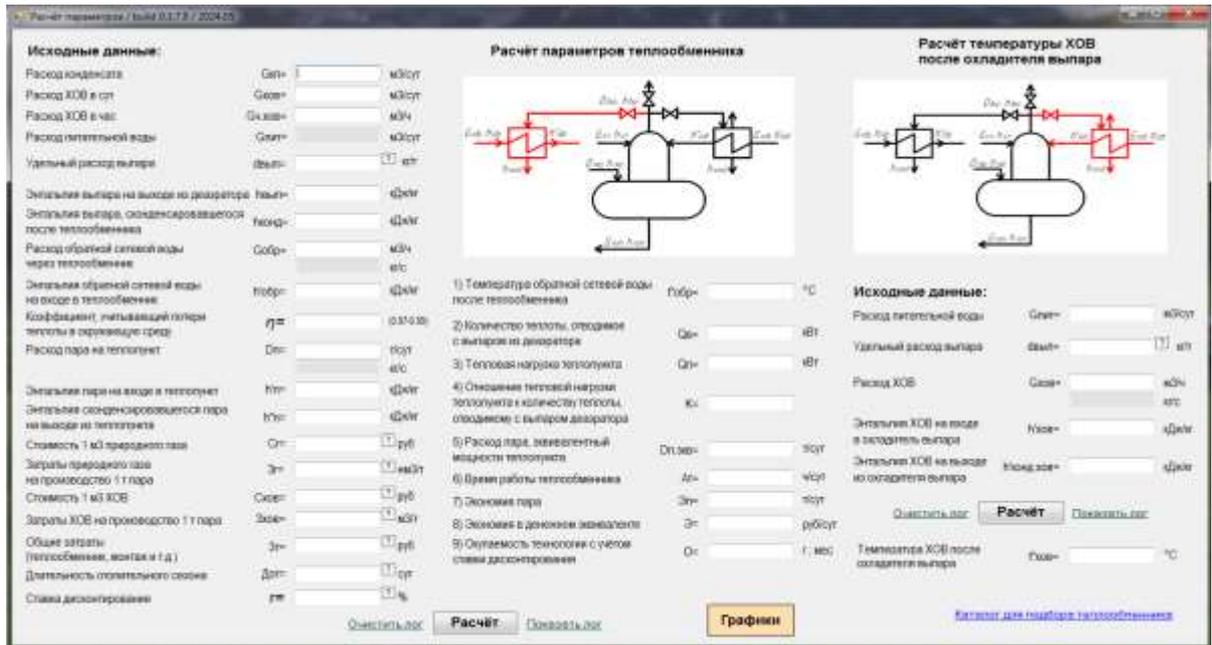


Рисунок 2.2.15 – Окно программы «Расчет температурных показателей и экономии пара при атмосферной деаэрации»

Программа позволяет:

- рассчитать тепловую нагрузку теплообменника;
- осуществить подбор теплообменника;
- рассчитать температуру нагрева воды в теплообменнике;
- рассчитать температуру нагрева ХОВ в охладителе выпара;
- определить окупаемость теплообменника путем расчета чистого дисконтированного дохода;
- получить графические зависимости.

Также программа позволяет осуществить расчет температурных параметров теплообменника и температуры нагрева ХОВ в охладителе выпара с учетом актуальных цен на ресурсы по нескольким значениям удельного расхода выпара (рисунки 2.2.16, 2.2.17).

По рассчитанным температурным параметрам программа формирует следующие графические зависимости (рисунок 2.2.18): зависимость температуры нагрева воды от удельного расхода выпара; зависимость температуры нагрева ХОВ от удельного расхода выпара, зависимость экономии пара от удельного расхода выпара; зависимость температуры

количество отводимого пара будет значительно меньше, чем вырабатывают деаэраторы большей производительности (100 м³/ч – 300 м³/ч). Но, тем не менее, даже небольшое количество теплоты можно использовать в цикле работы котельной.

В рамках оценки применения данной технологии был проведен анализ котельных г. Ульяновск, где 30 % действующих котельных установок - это паровые котельные, установленные в основном на территории промышленных предприятий. Для примера рассмотрим применение технологии на котельных шоколадной фабрики ООО «МАРС» и бумажной фабрики ООО «Архбум». Данные по деаэраторам и входным потокам воды и пара приведены в таблице 2.2.2.

Таблица 2.2.2 – Данные по котельным

Параметр	Котельная ООО «Архбум»	Котельная ООО «МАРС»
Производительность деаэратора, м ³ /ч	15	30
Подпитка конденсатом, м ³ /сут	190	240
Подпитка ХОВ, м ³ /сут	10	20
Подпитка ХОВ, м ³ /ч	2	3
Расход пара на деаэратор, т/ч	5	5

Данные по температуре и расходу нагреваемой воды в теплообменнике, температуре сконденсировавшегося пара принимаем как при расчете для котельной АВ InBev Efes, температуру пара примем фиксированной, исходя из давления в деаэраторе, $t_{\text{вып}} = 106$ °С.

Отметим, что в рассматриваемых котельных суммарная подпитка атмосферного деаэратора включает в себя около 80 % подпитки конденсатом с производства и 20 % подпитки ХОВ. Расчет проведем с помощью программы «Расчет экономии пара и температурных показателей воды после нагрева паром атмосферного деаэратора» [104].

В результате расчета были получены данные, представленные на рисунках 2.2.20 – 2.2.23.

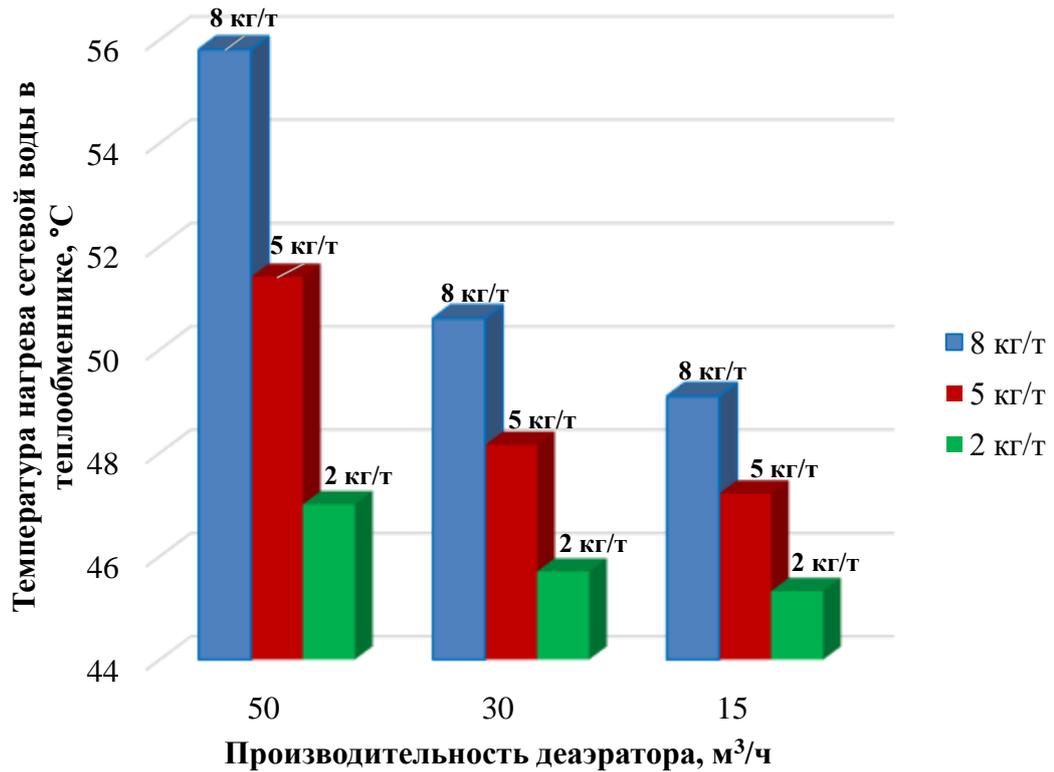


Рисунок 2.2.20 - Диаграмма температуры сетевой воды, нагреваемой в теплообменнике, при $t_{нач} = 44 \text{ }^{\circ}\text{C}$

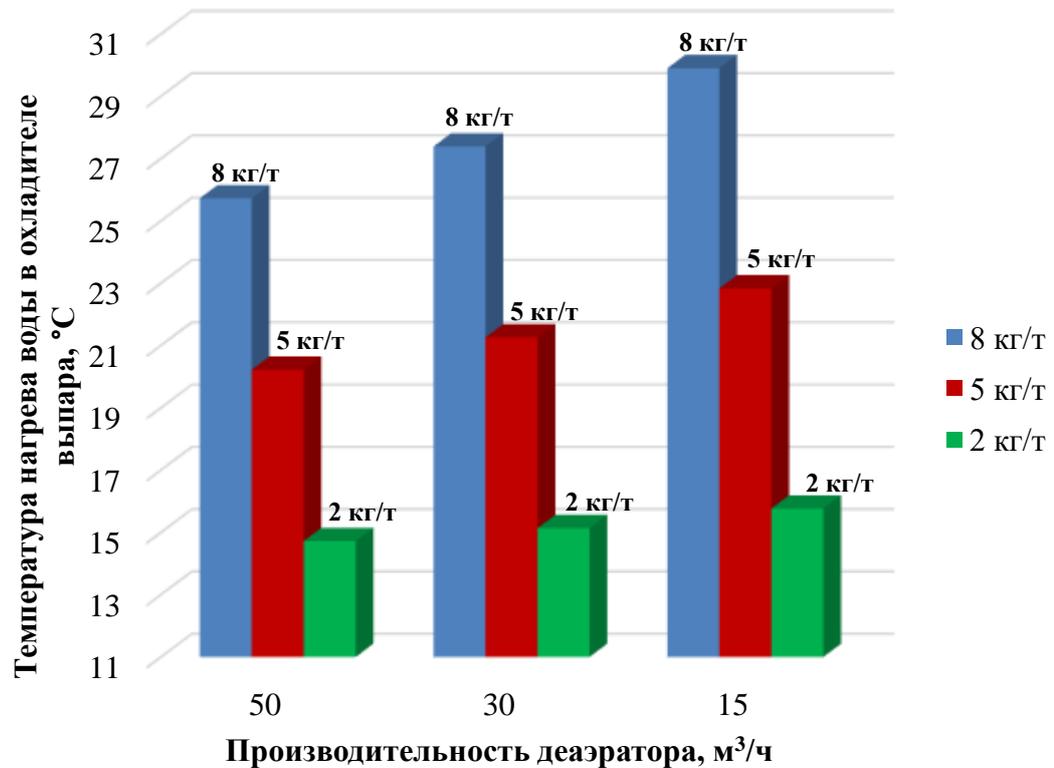


Рисунок 2.2.21 - Диаграмма температуры нагрева химически очищенной воды в охладителе пара при $t_{нач} = 11 \text{ }^{\circ}\text{C}$

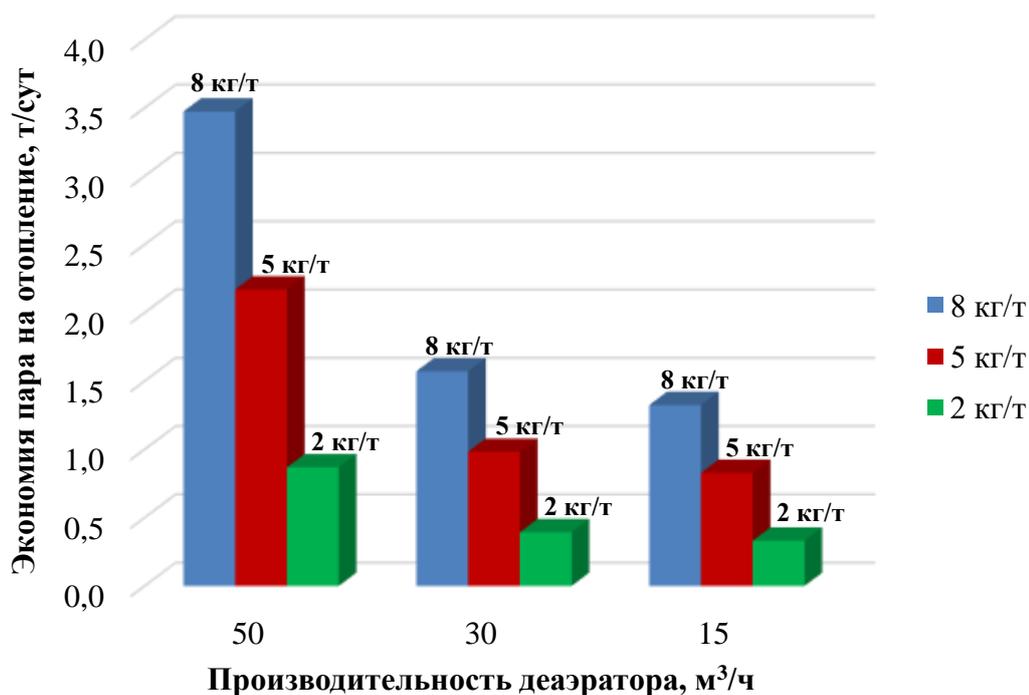


Рисунок 2.2.22 - Диаграмма экономии пара на отопление

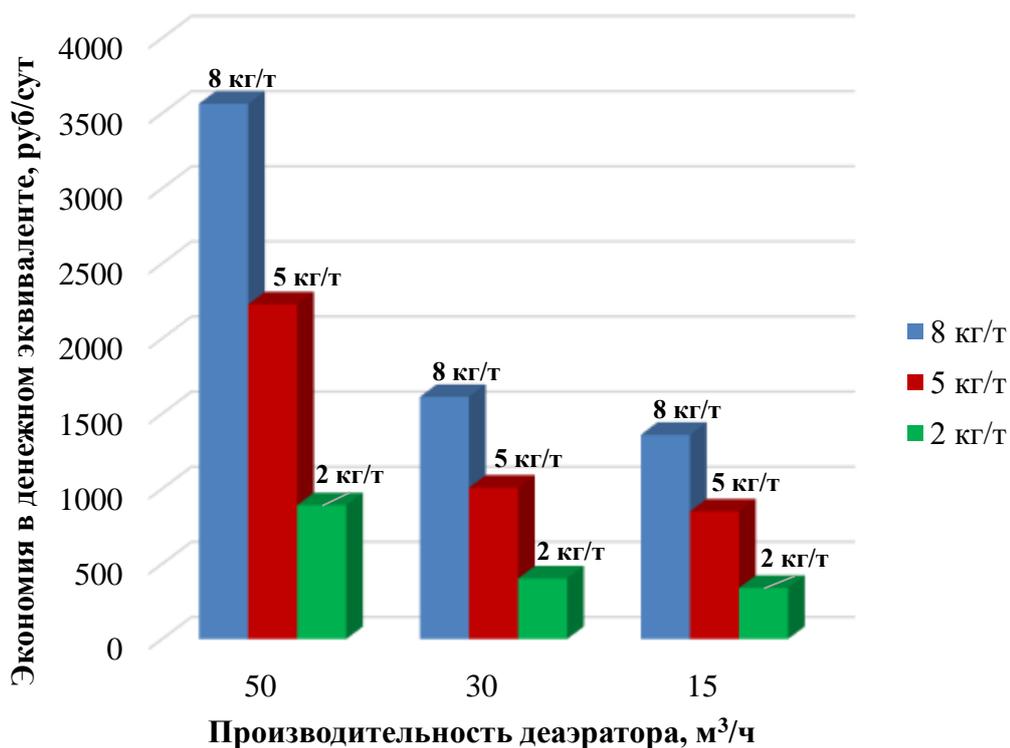


Рисунок 2.2.23 - Диаграмма экономии в денежном эквиваленте

Итого для ООО «МАРС» экономия пара составит 0,20 – 1,57 т/сут, что в денежном эквиваленте 200 - 1600 руб/сут, для ООО «Архбум» экономия пара составит 0,17 - 1,32 т/сут, что в денежном эквиваленте 170 – 1360 руб/сут.

Таким образом, экономия пара за счет использования теплоты выпара атмосферного деаэрата достигается в различных котельных с разной производительностью деаэрата.

2.3 Повышение эффективности работы атмосферного деаэрата за счет снижения расхода выпара

В п. 2.2 выяснено, что выпар является весьма ценным теплоносителем, теплоту которого можно использовать в цикле работы котельной установки. Однако, как уже отмечалось в главе 1, альтернативным способом повышения эффективности работы атмосферных деаэраторов является снижение расхода выпара. Соответственно, в целях выявления условий, при которых возможно уменьшение расхода выпара был проведен анализ котельных установок производственных предприятий г. Ульяновска, который показал, что в большинстве случаев подпитка атмосферного деаэрата складывается из 80 - 90 % подпитки конденсатом (с производства, с отопления) и 10 - 20 % подпитки химически очищенной водой [85]. Анализ качества конденсата, который проводился в котельной АВ InBev Efes, показал, что данный конденсат имеет температуру 90 - 97 °С, жесткость 0,005 - 0,01 мг-экв./л, значение рН = 8,6 - 9,0 и содержание кислорода 5 - 15 мкг/дм³. В химически очищенной воде содержание кислорода варьируется в пределах 6000 – 13000 мкг/дм³.

2.3.1 Измерение качества деаэрированной воды при различной подпитке деаэрата

В целях оценки качества деаэрированной воды в зависимости от его подпитки в котельной АВ InBev Efes с атмосферным деаэратом TDM-50 было проведено несколько опытов, а именно измерение параметров:

- при подпитке деаэрата одновременно и конденсатом и ХОВ (таблица 2.3.1);
- подпитке деаэрата только ХОВ (таблица 2.3.2) – в данном случае подпитка конденсатом отключалась принудительно;
- подпитке только конденсатом (таблица 2.3.3) – в данном случае

подпитка ХОВ отключалась принудительно.

Подпитка конденсатом осуществлялась с расходом 40 м³/ч, а подпитка ХОВ - 4 м³/ч.

Опытная схема узла атмосферной деаэрации приведена на рисунке 2.3.1.

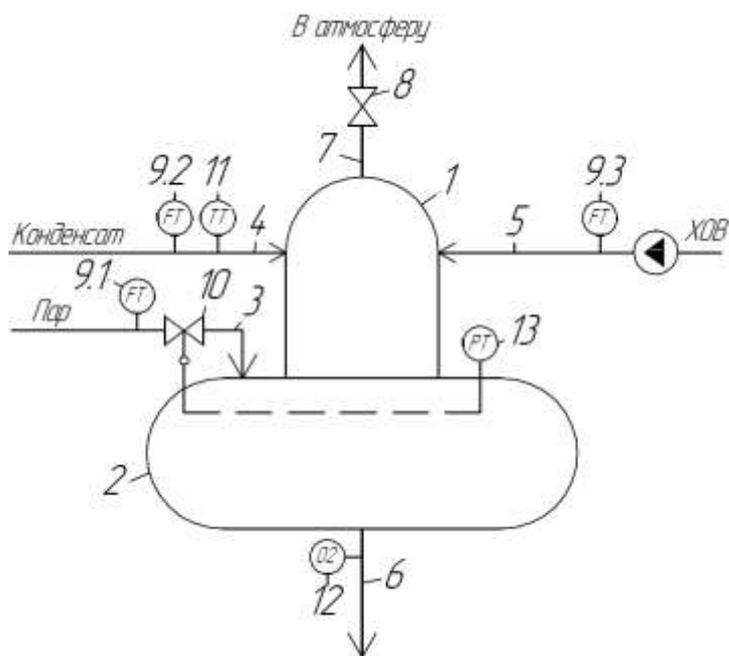


Рисунок 2.3.1 – Схема для измерения параметров входных потоков атмосферного деаэратора: 1 - атмосферный деаэратор; 2 - бак-аккумулятор; 3 - трубопровод подвода греющего агента; 4 - трубопровод подвода конденсата; 5 - трубопровод подвода химически очищенной воды; 6 - трубопровод отвода деаэрированной воды; 7 - трубопровод отвода выпара; 8 - дисковый затвор; 9.1 - 9.3 - расходомеры; 10 - регулятор подачи пара в деаэратор; 11 - термометр; 12 - кислородомер; 13 - датчик давления

Таблица 2.3.1 – Подпитка деаэратора конденсатом и ХОВ

Время, мин	Потреблено пара на деаэратор, т	Потреблено конденсата на деаэратор, м ³	Температура конденсата, °С	Потреблено ХОВ на деаэратор м ³ /ч	Давление в деаэраторе (РТ)	Содержание кислорода в деаэрированной воде (O ₂), мкг/дм ³
0	0	0	-	0	0,19	15,1
30	1,05	9,2	95	0,9	0,13 - 0,20	16,4
60	0,90	7,7	95	0,8	0,14 - 0,20	17,2
90	0	0	-	0	0,19	17,1
120	0,31	2,5	93	0,3	0,16 - 0,20	16,5
150	0,84	6,9	96	0,8	0,15 - 0,20	17,0
180	0,60	4,8	95	0,6	0,15 - 0,20	16,3

Таблица 2.3.2 – Подпитка деаэрата только ХОВ

Время, мин	Потреблено пара на деаэратор, т	Потреблено конденсата на деаэратор, м ³	Потреблено ХОВ на деаэратор, м ³	Давление в деаэраторе (РТ)	Содержание кислорода в деаэрированной воде (О ₂), мкг/дм ³
0	0	0	0	0,18	18,6
30	1,3	0	2	0,12 – 0,19	19,8
60	1,3	0	2	0,12 – 0,19	18,8
90	1,3	0	2	0,12 – 0,19	17,5
120	1,3	0	2	0,12 – 0,19	19,5
150	1,3	0	2	0,12 – 0,19	19,2
180	1,3	0	2	0,12 – 0,19	18,8

Таблица 2.3.3 – Подпитка деаэрата только конденсатом

Время, мин	Потреблено пара на деаэратор, т	Потреблено конденсата на деаэратор, м ³	Температура конденсата, °С	Давление в деаэраторе (РТ)	Содержание кислорода в деаэрированной воде (О ₂), мкг/дм ³
0	0	0	-	0,18	9,5
30	0,32	5,2	95	0,18 - 0,20	8,8
60	0,61	8,1	93	0,16 - 0,23	8,4
90	0,19	2,5	97	0,17 - 0,20	8,0
120	0,52	6,9	95	0,20	7,3
150	0,36	4,8	97	0,16 - 0,20	6,7
180	0	0	-	0,19	6,7

Так как конденсат перед подачей в деаэратор изначально имеет небольшое содержание кислорода 5 - 15 мкг/дм³ и температуру 90 – 97 °С, было проведено несколько опытов с измерением содержания кислорода при закрытом дисковом затворе 8 на трубопроводе отвода выпара из деаэрата (рисунок 2.3.1). Результаты опыта приведены в таблице 2.3.4.

Таблица 2.3.4 – Подпитка деаэрата только конденсатом (выпар закрыт)

Время, мин	Потреблено пара на деаэратор, т	Потреблено конденсата на деаэратор, м ³	Температура конденсата, °С	Давление в деаэраторе (РТ)	Содержание кислорода в деаэрированной воде (О ₂), мкг/дм ³
0	0	0	-	0,20	10,1
30	0,50	8,0	93	0,16 - 0,20	9,5
60	0,38	7,3	95	0,17 - 0,23	8,5
90	0,22	5,5	97	0,18 - 0,20	7,6

Время, мин	Потреблено пара на деаэрактор, т	Потреблено конденсата на деаэрактор, м ³	Температура конденсата, °С	Давление в деаэраторе (РТ)	Содержание кислорода в деаэрированной воде (O ₂), мкг/дм ³
120	0	0	-	0,20	7,6
150	0,20	4,8	96	0,18 - 0,20	7,0
180	0,21	5,1	95	0,18 - 0,20	7,1

Измерения кислорода в деаэрированной воде проводились газоанализатором МАРК-303Т. На основе полученных данных (таблицы 2.3.1 – 2.3.4) был построен график содержания кислорода в деаэрированной воде в зависимости от подпитки деаэратора (рисунок 2.3.2).

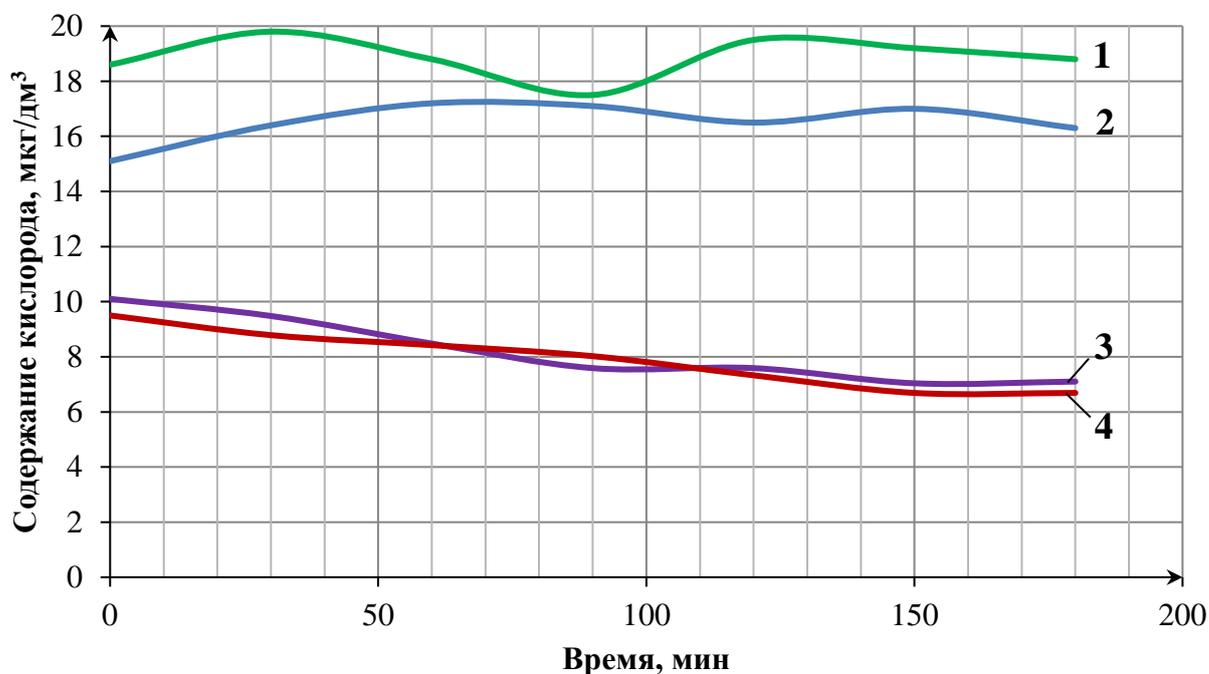


Рисунок 2.3.2 - График зависимости содержания кислорода в деаэрированной воде от подпитки деаэратора: 1 - подпитка только ХОВ (выпар открыт); 2 - подпитка одновременно конденсатом и ХОВ (выпар открыт); 3 - подпитка только конденсатом (выпар закрыт); 4 - подпитка только конденсатом (выпар открыт)

Из графика (рисунок 2.3.2) видно, что наилучшие показатели качества деаэрированной воды были достигнуты в случае подпитки деаэратора только конденсатом как при работе с открытым выпаром, так и при работе с закрытым выпаром, о чем свидетельствует содержание кислорода в деаэрированной воде 6,7 - 10,1 мкг/дм³. При закрытом дисковом затворе на трубопроводе отвода пара из деаэратора изменение концентрации

растворенного кислорода в деаэрированной воде в сравнении с его концентрацией в подаваемом на деаэратор конденсате обусловлено только эффектом разбавления воды при деаэрации конденсатом греющего пара деаэратора.

Также опыты показали, что при подпитке деаэратора только конденсатом содержание кислорода в деаэрированной воде зависит от температуры конденсата и чем выше его температура, тем ниже содержание кислорода в деаэрированной воде.

Также, выявлено, что при подпитке деаэратора только конденсатом с температурой 90 – 97 °С и расходом 40 м³/ч при закрытом трубопроводе отвода выпара по истечении 1 мин давление в замкнутой системе «деаэратор – охладитель выпара» достигает 0,18 бар (уставка давления в деаэраторе TDM-50), в результате чего срабатывает регулятор 10 подачи пара в деаэратор и подача пара прекращается. Регулятор 10 будет находиться в отключенном состоянии до тех пор, пока давление в системе «деаэратор – охладитель выпара» не начнет снижаться ниже уставки - 0,18 бар. В данном случае причиной снижения давления в деаэраторе может стать:

- открытие дискового затвора 8 и последующее удаление выпара в атмосферу;
- начало подпитки деаэратора химически очищенной водой и открытие дискового затвора 8 с удалением выпара в атмосферу.

Соответственно, основным положительным эффектом работы атмосферного деаэратора с закрытым выпаром при подпитке деаэратора конденсатом является снижение мгновенного расхода пара на деаэратор.

Таким образом, альтернативным решением, позволяющим повысить эффективность работы атмосферного деаэратора, является регулирование отвода выпара в зависимости от подпитки деаэратора [25].

2.3.2 Схема узла атмосферной деаэрации с регулированием отвода выпара

На основе вышеприведенных исследований предложена схема узла

атмосферной деаэрации с регулированием отвода выпара, приведенная на рисунке 2.3.3.

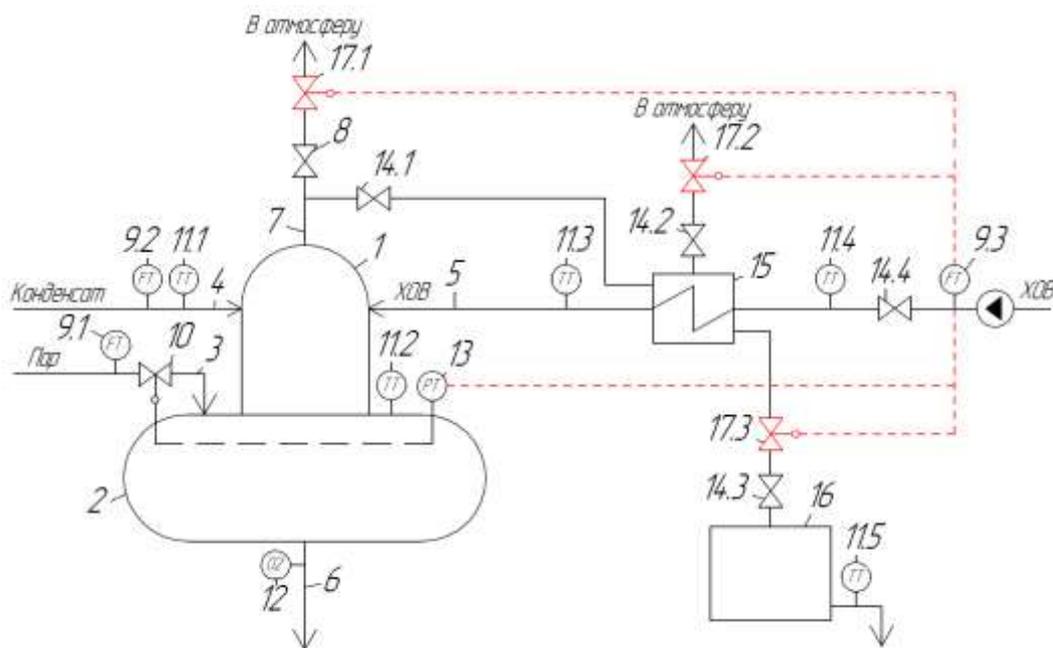


Рисунок 2.3.3 – Схема узла атмосферной деаэрации с регулированием отвода выпара:
 1 - 10 - обозначения те же, что и на рисунке 2.3.1; 11.1 - 11.5 - термометры;
 12 - кислородомер; 13 - датчик давления; 14.1 - 14.4 - задвижки; 15 - охладитель выпара;
 16 - барботер охлаждения стоков; 17.1 - 17.3 - автоматические клапаны

Основное отличие данной схемы от схемы, приведенной на рисунке 2.3.1, заключается в дополнительной установке автоматических клапанов (далее по тексту - клапаны): 17.1 - на трубопроводе отвода выпара из деаэратора в атмосферу, 17.2 - на трубопроводе отвода выпара из охладителя выпара в атмосферу; 17.3 - на трубопроводе отвода конденсата в барботер 16 охлаждения стоков. Управление клапанами 17.1 – 17.3 осуществляется по расходомеру 9.3 и термометру 11.1. Клапан 17.1 всегда закрыт и открывается только в случае отсутствия подачи выпара в охладитель выпара.

Схема 2.3.3 работает следующим образом. При подпитке деаэратора конденсатом с температурой выше 90 °С (фиксируется по термометру 11.1) в отсутствие подачи ХОВ в деаэратор (фиксируется по расходомеру 9.3) автоматика начинает отсчет времени, в течение которого клапаны 17.2 и 17.3 еще остаются открытыми для удаления из деаэратора остаточного

содержания кислорода. Время выдержки рассчитывается исходя из длины, диаметра трубопровода и расхода пара. По окончании времени выдержки автоматика подает импульс на привод клапанов 17.2 и 17.3, и они закрываются. Далее, когда давление в системе «деаэратор – охладитель пара» устанавливается равное давлению уставки в деаэраторе (0,18 бар), регулятор 10 подачи пара в деаэратор срабатывает на отключение. Соответственно, узел атмосферной деаэрации будет находиться в данном состоянии либо до момента начала подачи ХОВ в деаэратор, либо до момента подачи в деаэратор конденсата с температурой ниже 90 °С. Таким образом, условия для открытия и закрытия клапанов 17.2 и 17.3 следующие:

1. Клапаны закрываются:

а) при отсутствии подачи ХОВ в деаэратор;

б) температуре конденсата, подаваемого в деаэратор от 90 °С и выше.

2. Клапаны остаются открытыми при невыполнении хотя бы одного из условий а) или б) или при превышении давления в деаэраторе выше нормы.

Следовательно, в зависимости от положения (открыт/закрыт) клапанов 17.2 и 17.3 в работе деаэрационной установки можно выделить три режима работы:

Первый режим – подпитка деаэратора осуществляется только конденсатом. По причине незначительного остаточного содержания кислорода в деаэрированной воде подпитка деаэратора происходит без ущерба качеству питательной воды котлов. Соответственно, в данном режиме работы деаэратора при температуре конденсата 90 °С и выше клапаны 17.2 и 17.3 могут быть закрыты. Данный режим работы возможен при условии, что концентрация растворенного кислорода в подаваемом на деаэратор конденсате не превышает нормативного значения для деаэрированной воды.

Второй режим – подпитка деаэратора осуществляется одновременно конденсатом и ХОВ в случае значительного понижения уровня воды в баке-аккумуляторе и большого расхода питательной воды на котел. Отметим, что

подпитка ХОВ непостоянна и зависит от расхода питательной воды и возврата конденсата. В данном режиме работы клапаны 17.2 и 17.3 необходимо оставить открытыми, так как ХОВ насыщена коррозионно-агрессивными газами, которые требуется удалить вместе с выпаром.

Третий режим – подпитка деаэрата осуществляется только ХОВ. В данном режиме работы клапаны 17.2 и 17.3 также необходимо оставить открытыми.

При уровне воды в баке-аккумуляторе 80 % в деаэратор перестает поступать подпитка. В данном случае клапаны 17.2 и 17.3 могут быть закрыты.

2.3.3 Расчет экономии и оценка окупаемости предложенного решения

Сравним расходы пара на атмосферный деаэратор TDM-50 при подпитке деаэрата только конденсатом с открытым трубопроводом отвода выпара и с закрытым.

В качестве исходных данных примем:

- часовой расход конденсата на деаэратор $G_{к.п} = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- максимальный объем конденсата, поступившего в деаэратор за сутки $G_{к.п.макс} = 699 \text{ м}^3/\text{сут}$ (зафиксирован 26.08.2022 г).

Время подпитки деаэрата конденсатом данного объема за сутки рассчитаем по формуле:

$$T_{\text{подп}} = \frac{G_{к.п.макс}}{G_{к.п}}, (\text{ч/сут}) \quad (2.3.1)$$

Таким образом, время подпитки деаэрата конденсатом максимального объема составит 17,5 ч/сут.

Следовательно, при снижении расхода производственного пара в сутки хотя бы на 0,1 т/ч экономию пара можно рассчитать по формуле:

$$\Delta_{\text{пар}} = T_{\text{подп}} \cdot D, (\text{т/сут}) \quad (2.3.2)$$

где $D = 0,1 \text{ т/ч}$ - снижение расхода производственного пара.

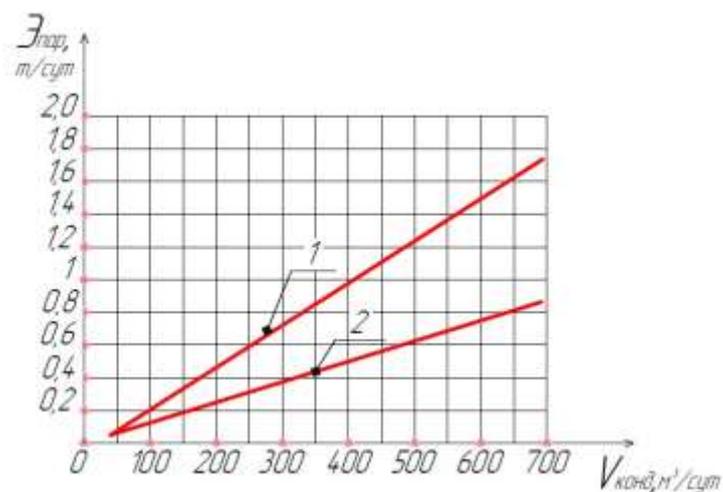


Рисунок 2.3.4 – Экономия пара на деаэратор:

1 – при снижении расхода пара на 0,1 т/ч; 2 – при снижении расхода пара на 0,05 т/ч

Из рисунка 2.3.4 видно, что экономия производственного пара в случае $G_{конд.макс} = 699 \text{ м}^3$ составит 1,8 т/сут (36 кг/сут·т). Для среднего показателя возврата конденсата с производства в сутки $G_{конд.макс} = 311 \text{ м}^3$ экономия пара составит 0,8 т/сут (16 кг/сут·т).

По формулам (2.3.1, 2.3.2) рассчитаем годовую экономию пара в 2020 – 2023 г., данные по которым приведены на диаграмме (рисунок 2.3.5).

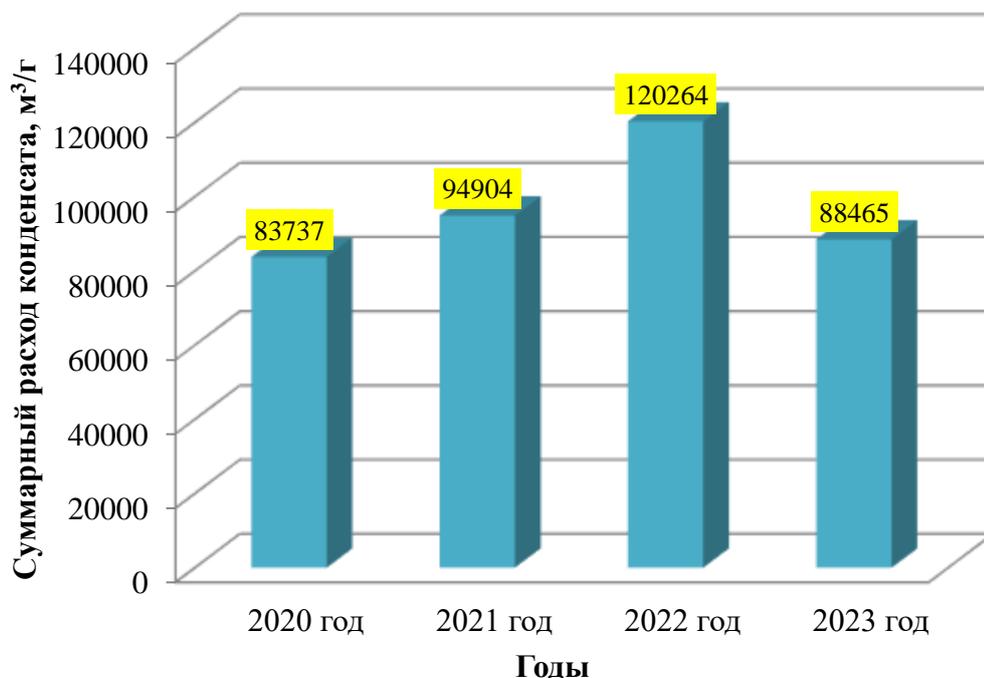


Рисунок 2.3.5 – Диаграмма годового расхода конденсата на деаэратор за 2020 – 2023 г.

Результаты расчета сведены в таблицу 2.3.5.

Таблица 2.3.5 – Результаты расчета экономии пара

Год	Экономия пара, т/год		Финансовая выгода, руб/год	
	При снижении расхода пара на 0,1 т/сут	При снижении расхода пара на 0,05 т/сут	При снижении расхода пара на 0,1 т/сут	При снижении расхода пара на 0,05 т/сут
2020	209,3	104,7	214769,7	107384,9
2021	237,3	118,6	243411,0	121705,5
2022	300,7	150,3	308454,6	154227,3
2023	221,2	110,6	226896,1	113448,1
Всего	968,4	484,2	993531,4	496765,7

Затраты на закупку и установку автоматических клапанов и прочего оборудования приведены в смете (рисунке 2.3.6).

Наименование работ: Закупка система деаэриатора (без замены теплообменника).

1. Стоимость работ					
№ п/п	Наименование	Ед. изм.	Кол-во	Цена за ед. без НДС, руб.	Стоимость без НДС, руб.
1	Инженерное сопровождение	к-кт	1	14 160	14 160
2	Монтаж системы	к-кт	1	84 240	84 240
Итого по разделу 1:					98 400

2. Стоимость материалов, прочие расходы					
№ п/п	Наименование	Ед. изм.	Кол-во	Цена за ед. без НДС, руб.	Стоимость без НДС, руб.
1	Клапан авт. DN20	шт.	1	46 200	46200
2	Клапан авт. DN50	шт.	2	59 750	119500
3	Фланец DN50	шт.	4	732	2928
4	Фланец DN20	шт.	2	389	778
6	Трубка воздушная 8мм.	м	60	75	4 500
7	Расходные материалы, транспортные расходы	к-кт	1	16 200	16 200
Итого по разделу 2:					190106

3. Стоимость услуг					
№ п/п	Наименование	Ед. изм.	Кол-во	Цена за ед. без НДС, руб.	Стоимость без НДС, руб.
Итого по разделу 3:					

Сводная таблица

1	Стоимость работ	98 400
2	Стоимость материалов, прочие расходы	190106
3	Стоимость услуг	
Итого без НДС, руб.:		288506
<i>Кроме того НДС 20%, руб.:</i>		<i>57701,2</i>
Всего с НДС 20%, руб.:		346207,2

Рисунок 2.3.6 – Смета стоимости работ по схеме с закрытым выпаром

Следовательно, затраты составят 346207 руб. с учетом НДС 20%.

Срока окупаемости рассчитаем путем расчета чистого дисконтированного дохода NPV согласно формуле (2.2.17):

$$NPV = \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+r)^t} \geq I_0$$

Ставку дисконтирования r примем 20 %, капиталовложения составят $I_0 = 346207$ руб.

Расчет показал, что в зависимости от расхода подпитки деаэрата конденсатом окупаемость приведенной на рисунке 2.3.3 технологии составит от 1,5 до 2 лет – при снижении расхода пара на 0,1 т/ч и от 3 до 6 лет при снижении расхода пара на 0,05 т/ч.

Таким образом, при работе деаэрата с подпиткой конденсатом снижается расход производственного пара, особенно при максимальном возврате конденсата, что повышает экономичность всей котельной в целом.

С учетом того, что в большинстве паровых котельных промышленных предприятий применяется комплекс оборудования для сбора горячего конденсата и возврата его в систему подпитки атмосферного деаэрата предложенная схема узла атмосферной деаэрации с регулированием отвода выпара (рисунок 2.3.3) применима в большинстве подобных котельных.

2.4 Выводы по второй главе

1. Предложено и научно обосновано технологическое решение по подогреву обратной сетевой воды выпаром атмосферного деаэрата, позволяющее исключить потери теплоты, удаляемой с выпаром деаэрата в атмосферу, и повысить эффективность котельной установки.

2. Оценена экономичность применения дополнительного подогрева обратной сетевой воды с помощью выпара деаэрата в котельных пивоваренного завода АВ InBev Efes, шоколадной фабрики ООО «МАРС» и бумажной фабрики ООО «Архбум» в результате чего выяснено следующее:

– в зависимости от удельного расхода выпара 2 – 8 кг/т и производительности атмосферного деаэрата химически очищенная вода в охладителе выпара может подогреваться с 11 °С до 30 °С, что в дальнейшем положительно сказывается на процессе деаэрации;

– в случае установки подогревателя обратной сетевой воды экономия пара составит 1 - 3,5 т/сут (в денежном эквиваленте 900 - 3500 руб/сут для

деаэрата, производительностью 50 м³/ч), 0,20 – 1,57 т/сут (200 – 1600 руб/сут для деаэрата, производительностью 30 м³/ч), 0,17 – 1,32 т/сут (170 – 1360 руб/сут для деаэрата производительностью 15 м³/ч);

– окупаемость технологии дополнительного подогрева обратной сетевой воды с помощью выпара деаэрата для котельной АВ InBev Efes с производительностью деаэрата 50 м³/ч составит от 6 месяцев до 2,5 лет.

3. Разработан программный продукт, позволяющий осуществлять расчет температурных параметров теплообменника и температуры нагрева химически очищенной воды в охладителе выпара с учетом параметров потоков воды при различных фактических значениях удельного расхода выпара.

4. Проведено исследование узла атмосферной деаэрации при работе деаэрата с минимальным расходом выпара. Выявлено, что при подпитке деаэрата только производственным конденсатом с температурой 90 – 97 °С и концентрацией растворенного кислорода, не превышающей нормативного значения для деаэрированной воды, обеспечивается нормативное качество деаэрированной воды при уменьшении расхода выпара вплоть до его полного отсутствия, снижается расход производственного пара и повышается эффективность котельной установки.

5. Предложена схема узла атмосферной деаэрации с регулированием отвода выпара, позволяющая снизить расход пара на деаэрат при подпитке деаэрата конденсатом. При среднем показателе возврата конденсата с производства в сутки 311 м³ экономия пара составит 0,8 т/сут (16 кг/сут·т). Срок окупаемости разработанной схемы в зависимости от расхода подпитки деаэрата конденсатом составит от 1,5 до 2 лет.

ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА СХЕМ ВКЛЮЧЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКИХ ДЕАЭРАТОРОВ В СИСТЕМУ РЕГЕНЕРАЦИИ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБОУСТАНОВКИ В РЕЖИМАХ РАБОТЫ ТУРБИНЫ С МАЛЫМ ПРОПУСКОМ ПАРА В КОНДЕНСАТОР

На экономичность работы систем теплоснабжения и теплофикационных установок существенно влияют технологии деаэрации воды [118]. В работах [44, 53, 54, 57, 102] установлено, что наибольшая энергетическая эффективность достигается при вакуумной деаэрации воды с минимальной температурой теплоносителей, участвующих в деаэрации. Естественно, при этом должен соблюдаться технологически необходимый температурный режим деаэрации, обеспечивающий соблюдение требований качества обработанной воды.

Повышение энергетической эффективности термической деаэрации может быть осуществлено с помощью совершенствования способов регулирования процесса деаэрации [89, 136] или схем включения деаэраторов в теплофикационные турбоустановки [91, 133].

Качественная противокоррозионная обработка технологических потоков воды при минимально возможной температуре деаэрации приводит к повышению энергетической эффективности теплофикационных турбоустановок и, как следствие, повышению экономичности работы всей тепловой электрической станции. Особенно актуально это положение для открытых систем теплоснабжения с большими расходами подпиточной воды: чем ниже температура деаэрированной подпиточной воды, тем ниже температура обратной сетевой воды, с которой подпиточная вода смешивается, и тем ниже потенциал отопительных отборов пара теплофикационных турбин, которым подогревается сетевая вода. Величина же потенциала отборов пара непосредственно влияет на выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

На энергетическую эффективность ТЭЦ также оказывают большое влияние режимы работы теплофикационных паровых турбин. Наиболее экономичными являются режимы с полностью загруженными отопительными отборами и минимальными (вентиляционными) пропусками пара в конденсатор. Минимальный пропуск пара через часть низкого давления определяется конструкцией турбины. В режимах работы турбины с малыми пропусками пара в конденсатор количество основного конденсата турбины становится недостаточным для охлаждения охладителей эжекторов (ОЭ), охладителей пара уплотнений турбины (ОУ) и сальниковых подогревателей (СП), включенных в линию основного конденсата. Для охлаждения этих аппаратов включается рециркуляция конденсата со сбросом его в конденсатор.

Существует ряд конструктивных решений, в той или иной мере позволяющих снизить потери теплоты в конденсаторе и решающих проблему использования теплоты, отводимой от охладителей эжекторов, уплотнений турбины и сальникового подогревателя. Наиболее распространена и наименее экономична схема ТЭЦ с применением рециркуляции основного конденсата турбины и сбросом этого конденсата в конденсатор (рисунок 3.1.1).

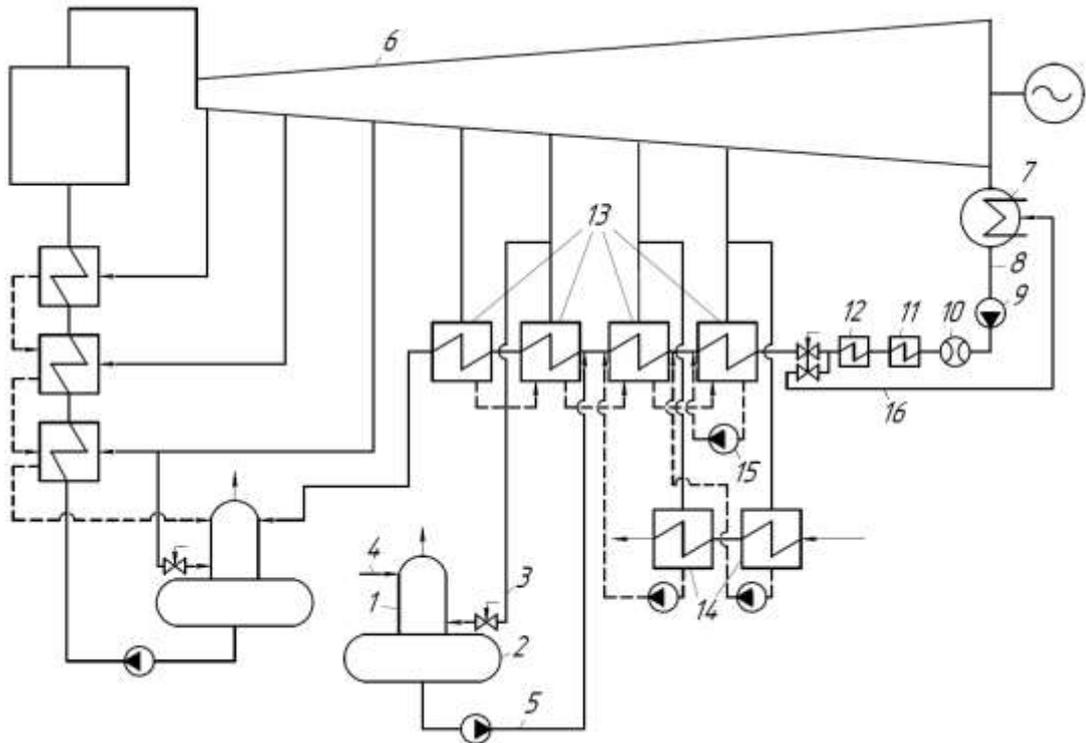


Рисунок 3.1.1 - Схема ТЭС с атмосферным деаэратором:

- 1 - атмосферный деаэратор; 2 - бак-аккумулятор; 3 - трубопровод греющего агента;
 4 - трубопровод добавочной воды; 5 - трубопровод деаэрированной добавочной
 питательной воды; 6 - теплофикационная турбина; 7 - конденсатор; 8 - тракт основного
 конденсата турбины; 9 - конденсатный насос; 10 - охладитель основного эжектора;
 11 - охладитель пара уплотнений; 12 - сальниковый подогреватель; 13 - подогреватели
 низкого давления; 14 - сетевые подогреватели; 15 - насос; 16 - трубопровод рециркуляции

Данная схема позволяет обеспечить эффективную термическую деаэрацию добавочной питательной воды с использованием атмосферного деаэратора, где в качестве греющего агента используется пар низкопотенциальных регенеративных отборов турбины. Однако недостаток схемы заключается в пониженной надежности и экономичности работы турбины в теплофикационных режимах с малыми пропусками пара в конденсатор. Так на примере турбины Т-100/120-130 около 320 т/ч пара подается на сетевые подогреватели, 110 – 130 т/ч расходуется на регенеративные подогреватели, а в конденсатор подается всего 16 т/ч, что является недостаточным для охлаждения включенных в трубопровод основного конденсата турбины вспомогательных теплообменников (ОЭ, ОУ, СП). Для них нужно как минимум 100 т/ч. Соответственно для обеспечения нормальной работы осуществляют рециркуляцию основного конденсата в

конденсатор турбины, что приводит к потерям теплоты, так как теплота нагретого во вспомогательных теплообменниках турбины конденсата, поступающего в конденсатор по линии рециркуляции, отдается циркуляционной воде и не используется в цикле электростанции. Эти потери теплоты сопоставимы с потерями от пропуска пара в конденсатор.

Для исключения этих недостатков рассмотрим одно из запатентованных решений - схему узла вакуумной деаэрации добавочной питательной воды котлов теплоэнергетической установки [29, 92, 143], позволяющую повысить надежность и экономичность теплофикационных турбоустановок в режимах работы турбины с малым пропуском пара в конденсатор (рисунок 3.1.2).

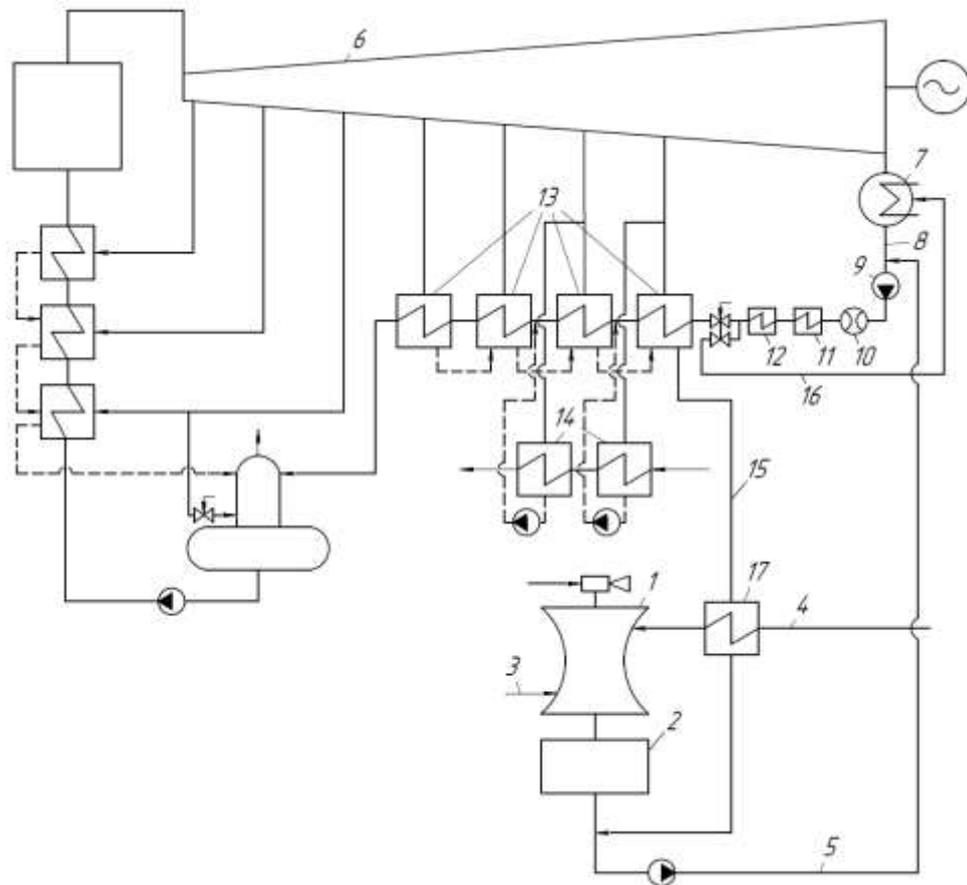


Рисунок 3.1.2 - Схема ТЭС №1 с подогревом добавочной воды перед вакуумным деаэратором: 1 - вакуумный деаэратор; 2 - бак-аккумулятор; 3 - трубопровод греющего агента; 4 - трубопровод добавочной воды; 5 - трубопровод деаэрированной добавочной питательной воды; 6 - теплофикационная турбина; 7 - конденсатор; 8 - тракт основного конденсата турбины; 9 - конденсатный насос; 10 - охладитель основного эжектора; 11 - охладитель пара уплотнений; 12 - сальниковый подогреватель; 13 - подогреватели низкого давления; 14 – сетевые подогреватели; 15 - конденсаторопровод ПНД-1; 16 - трубопровод рециркуляции; 17 – подогреватель добавочной воды

Реализуемая в данном решении технология работы теплофикационной турбоустановки предполагает использовать для охлаждения ОЭ, ОУ и СП помимо небольшого количества основного конденсата турбины значительное количество деаэрированной добавочной питательной воды и каскадно сбрасываемого охлажденного конденсата регенеративных подогревателей низкого давления (ПНД) [80].

Это позволяет ограничить традиционно применяемую в таких режимах рециркуляцию основного конденсата через вспомогательные теплообменники до функции регулирования уровня конденсата в конденсаторе, снизить потери теплоты в конденсаторе, и повысить надежность работы охладителя эжекторов, охладителя уплотнений, сальникового подогревателя.

Кроме того, данным решением [92] предусмотрен энергетически эффективный подогрев добавочной воды перед вакуумным деаэратором добавочной питательной воды котлов ТЭЦ низкопотенциальным потоком конденсата регенеративных подогревателей, который далее используется для охлаждения вспомогательных теплообменников конденсатно-питательного тракта турбины.

Однако, предложенное техническое решение применимо для вакуумных деаэраторов с производительностью до $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ по причине небольшого количества конденсата (дренажа) ПНД (суммарно составляет около $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ с температурой порядка $85 \text{ }^\circ\text{C}$), который необходим для подогрева добавочной воды в подогревателе добавочной воды (ПДВ). Также отметим, что расход деаэрированной добавочной питательной воды ограничен максимальной пропускной способностью деаэратора повышенного давления и составит не более $150 \text{ м}^3/\text{ч}$, так как помимо основного конденсата турбины и деаэрированной добавочной питательной воды в конденсатно-питательный тракт турбины возвращается конденсат с ПНД и с сетевых подогревателей

В качестве альтернативы к данному решению предложена схема, приведенная на рисунке 3.1.3, которая также применима для вакуумных деаэраторов производительностью до $150 \text{ м}^3/\text{ч}$.

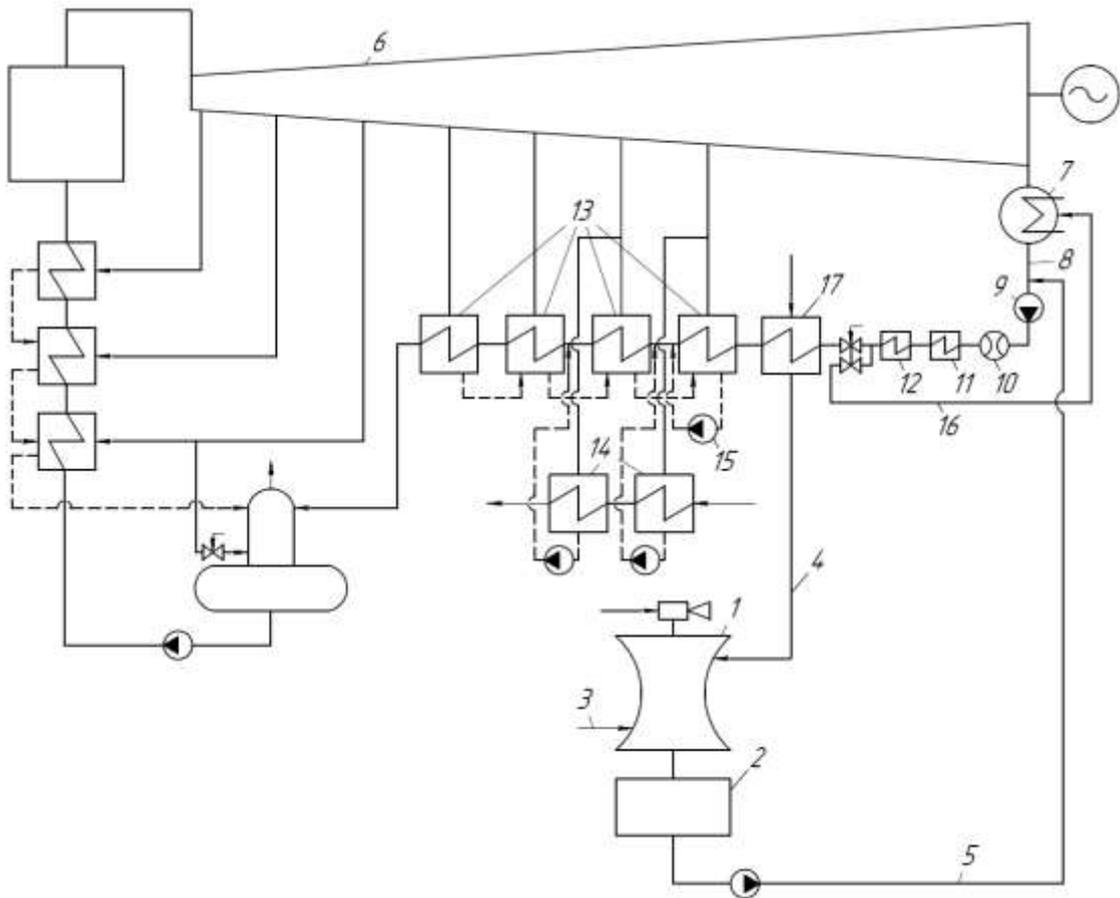


Рисунок 3.1.3 - Схема ТЭС №2 с подогревом добавочной воды перед вакуумным деаэратором:

1 – 14, 16, 17 - обозначения как на рисунке 3.1.2; 15 – насос

В данном технологическом решении подогрев добавочной воды перед вакуумным деаэратором предусмотрен в подогревателе добавочной воды (ПДВ), который включен в линию основного конденсата перед ПНД-1, общим потоком воды, включающим в себя основной конденсат турбины и деаэрированную добавочную питательную воду. Соответственно рециркуляцию основного конденсата через вспомогательные теплообменники также можно ограничить до функции регулирования уровня конденсата в конденсаторе, поскольку для охлаждения ОЭ, ОУ и СП подается значительное количество деаэрированной добавочной питательной воды, смешанной с основным конденсатом турбины.

Далее оценим энергетическую эффективность схем, представленных на рисунках 3.1.1 – 3.1.3.

3.1 Оценка энергетической эффективности схем включения термических деаэраторов в систему регенерации теплофикационной турбоустановки

Для оценки энергетической эффективности вышеприведенных схем применим методику расчета энергетической эффективности технологий подготовки воды на ТЭЦ [87, 128], которая основана на следующих принципах:

1. Показатели энергетической эффективности рассчитываются как удельные на 1 м^3 обрабатываемой воды.

2. Сравнение энергетической эффективности различных технологий водоподготовки производится при одинаковом качестве обработки воды, достигаемом при их использовании.

3. Удельные показатели энергетической эффективности различных технологий водоподготовки рассчитываются при условии одинаковой величины нагрева воды в сравниваемых вариантах и, как правило, при одинаковых начальных температурах нагреваемых потоков.

4. При расчете удельных показателей энергетической эффективности различных технологий водоподготовки учитывается изменение мощности $N_{\text{сн}}$, затрачиваемой на собственные нужды электростанции (на привод насосов, перекачивающих потоки обрабатываемой воды или греющей среды подогревателей).

5. Показатели энергетической эффективности рассчитываются методом удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев теплоносителей в тепловой схеме водоподготовки (УВЭТП).

6. При расчете показателей энергетической эффективности технологий водоподготовки, как правило, учитывается теплофикационная мощность, развиваемая турбиной за счет регенеративного подогрева конденсата пара, используемого для подогрева теплоносителей в водоподготовительной установке.

За основу для расчетов примем работу турбоустановки Т-100/120-130 в теплофикационном режиме с малыми пропусками пара в конденсатор.

Для расчета схемы (рисунок 3.1.1) принимаем следующие исходные данные [88, 111, 112]:

1. Энтальпия острого пара $h_o = 3430,25$ кДж/кг.
2. Энтальпия пара седьмого отбора $h_{7.отб} = 2520,03$ кДж/кг.
3. Энтальпия дренажа греющего пара в ПНД-1 $h_{7.отб}^д = 353,37$ кДж/кг.
4. Энтальпия основного конденсата после ПНД-1 $h_{7.отб}^к = 332,43$ кДж/кг.
5. Энтальпия пара шестого отбора $h_{6.отб} = 2610,47$ кДж/кг.
6. Энтальпия дренажа греющего пара в ПНД-2 $h_{6.отб}^д = 435,43$ кДж/кг.
7. Энтальпия основного конденсата после ПНД-2 $h_{6.отб}^к = 414,49$ кДж/кг.
8. Энтальпия пара пятого отбора $h_{5.отб} = 2728,96$ кДж/кг.
9. Энтальпия дренажа греющего пара в ПНД-3 $h_{5.отб}^д = 543,03$ кДж/кг.
10. Энтальпия основного конденсата после ПНД-3
 $h_{5.отб}^к = 522,09$ кДж/кг.
11. Энтальпия пара четвертого отбора $h_{4.отб} = 2833,21$ кДж/кг.
12. Энтальпия дренажа греющего пара в ПНД-4 $h_{4.отб}^д = 638,91$ кДж/кг.
13. Энтальпия основного конденсата после ПНД-4
 $h_{4.отб}^к = 617,97$ кДж/кг.
14. Энтальпия питательной воды $h_{п.в} = 990,18$ кДж/кг.
15. Энтальпия основного конденсата турбины $h_{осн.к} = 125,52$ кДж/кг
($t_{осн.к} = 30$ °С).
16. Энтальпия добавочной химически очищенной воды перед атмосферным деаэратором $h_{хов} = 351,46$ кДж/кг ($t_{хов} = 84$ °С).
17. Энтальпия деаэрированной добавочной питательной воды
 $h_{доб.в} = 435,14$ кДж/кг ($t_{доб.в} = 104$ °С).
18. Энтальпия дренажа нижнего сетевого подогревателя
 $h_{ниж.сет}^д = 358,39$ кДж/кг ($t_{ниж.сет}^д = 85,67$ °С).
19. Энтальпия дренажа верхнего сетевого подогревателя
 $h_{верх.сет}^д = 445,06$ кДж/кг ($t_{верх.сет}^д = 106,37$ °С).
20. Расход дренажа нижнего сетевого подогревателя $G_{ниж.сет}^д = 220$ м³/ч;

21. Расход дренажа верхнего сетевого подогревателя $G_{\text{верх.сет}}^{\text{д}} = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$;
22. Расход основного конденсата турбины в теплофикационном режиме $G_{\text{осн.к}} = 16 \text{ м}^3/\text{ч}$.
23. Расход рециркуляционного конденсата $G_{\text{рец.к}} = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$.
24. Расход добавочной химически очищенной воды, поступающей на деаэрацию $G_{\text{хов}} = G_{\text{доб.в}} = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$.
25. Расход дренажа ПНД $G_{\text{пнд}}^{\text{д}} = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$.
26. Электромеханический КПД турбогенератора $\eta_{\text{эм}} = 0,98$.
27. КПД парового котла $\eta_{\text{п.к}} = 0,92$.
28. КПД теплообменного оборудования $\eta_{\text{т.о}} = 0,92$.
29. Тепловой поток через охладитель эжекторов $Q_{\text{оэ}} = 1680 \text{ кВт}$
30. Тепловой поток через охладитель пара уплотнений $Q_{\text{оу}} = 670 \text{ кВт}$.
31. Тепловой поток через сальниковый подогреватель $Q_{\text{сп}} = 2560 \text{ кВт}$.

Величины тепловых потоков через ОЭ, ОУ и СП приняты на основе данных [144].

1) Определим энтальпию основного конденсата турбины $h_{\text{осн.к}}^I$, кДж/кг, после ОЭ, ОУ и СП из уравнения:

$$G_{\text{осн.к+рец.к}} \cdot (h_{\text{осн.к}}^I - h_{\text{осн.к}}) = Q_{\text{оэ}} + Q_{\text{оу}} + Q_{\text{сп}}, \quad (3.1.1)$$

$$h_{\text{осн.к}}^I = \frac{Q_{\text{оэ}} + Q_{\text{оу}} + Q_{\text{сп}} + G_{\text{осн.к+рец.к}} \cdot h_{\text{осн.к}}}{G_{\text{осн.к+рец.к}}},$$

где $G_{\text{осн.к+рец.к}}$ – сумма расходов основного конденсата и рециркуляционного конденсата, кг/с; $Q_{\text{оэ}}$ – тепловой поток через охладитель эжекторов, кВт; $Q_{\text{оу}}$ – тепловой поток через охладитель пара уплотнений, кВт; $Q_{\text{сп}}$ – тепловой поток через сальниковый подогреватель, кВт; $h_{\text{осн.к}}$ – энтальпия основного конденсата турбины, кДж/кг.

Отсюда энтальпия основного конденсата $h_{\text{осн.к}}^I = 277,9 \text{ кДж/кг}$.

2) Расход пара $D_{\text{пнд-1}}$, кг/с, отпускаемого из 7-го отопительного отбора для ПНД-1, определим по формуле:

$$D_{\text{ПНД-1}} = \frac{G_{\text{осн.к}} \cdot (h_{7.\text{отб}}^{\text{к}} - h_{\text{осн.к}}^{\text{л}})}{(h_{7.\text{отб}} - h_{7.\text{отб}}^{\text{д}}) \cdot \eta_{\text{т.о}}}, \quad (3.1.2)$$

где $G_{\text{осн.к}}$ – расход основного конденсата через ПНД-1, кг/с; $h_{7.\text{отб}}^{\text{к}}$ – энтальпия основного конденсата после ПНД-1, кДж/кг; $h_{7.\text{отб}}$ – энтальпия пара 7-го отопительного отбора, кДж/кг; $h_{7.\text{отб}}^{\text{д}}$ – энтальпия дренажа греющего пара 7-го отопительного отбора, кДж/кг; $\eta_{\text{т.о}}$ – КПД теплообменного оборудования.

Отсюда $D_{\text{ПНД-1}} = 0,12$ кг/с.

3) Мощность $N_{\text{ПНД-1}}^{\text{тф}}$, кВт, развиваемую турбиной на тепловом потреблении за счет 7-го отопительного отбора пара на подогрев основного конденсата в ПНД-1, определим по формуле:

$$N_{\text{ПНД-1}}^{\text{тф}} = D_{\text{ПНД-1}} \cdot (h_{\text{о}} - h_{7.\text{отб}}) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (3.1.3)$$

где $h_{\text{о}}$ – энтальпия острого пара, кДж/кг; $\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический КПД турбогенератора.

Отсюда $N_{\text{ПНД-1}}^{\text{тф}} = 108,46$ кВт.

4) Мощность $N_{\text{ПНД-1}}^{\text{рег}}$, кВт, вырабатываемая паром 7-го отбора, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара в ПНД-1, определим по формуле:

$$N_{\text{ПНД-1}}^{\text{рег}} = D_{\text{ПНД-1}}^{\text{рег}} \cdot (h_{\text{о}} - h_{7.\text{отб}}^{\text{рег}}) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (3.1.4)$$

где $D_{\text{ПНД-1}}^{\text{рег}}$ – расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева потока конденсата, кг/с; $h_{7.\text{отб}}^{\text{рег}}$ – энтальпия пара условного эквивалентного регенеративного отбора, кДж/кг.

Расход пара $D_{\text{ПНД-1}}^{\text{рег}}$, кг/с определим по формуле:

$$D_{\text{ПНД-1}}^{\text{рег}} = \frac{D_{\text{ПНД-1}} \cdot (h_{\text{п.в}} - h_{7.\text{отб}}^{\text{д}})}{(h_{7.\text{отб}}^{\text{рег}} - h_{\text{п.в}})}, \quad (3.1.5)$$

где $h_{\text{п.в}}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг.

Энтальпию $h_{7.\text{отб}}^{\text{рег}}$, кДж/кг определим по формуле:

$$h_{7.\text{отб}}^{\text{рег}} = 0,5 \cdot (h_{\text{о}} + h_{7.\text{отб}}), \quad (3.1.6)$$

Отсюда $N_{\text{ПНД-1}}^{\text{рег}} = 17,40$ кВт.

5) Расход пара $D_{\text{ПНД-2}}$, кг/с, отпускаемого из 6-го отопительного отбора для ПНД-2, определим по формуле:

$$D_{\text{ПНД-2}} = \frac{G_{\text{ПНД-2}} \cdot (h_{6.\text{отб}}^{\text{к}} - h_{6.\text{отб}}^{\text{см}})}{(h_{6.\text{отб}} - h_{6.\text{отб}}^{\text{д}}) \cdot \eta_{\text{т.о}}}, \quad (3.1.7)$$

где $G_{\text{ПНД-2}}$ – смешанный расход основного конденсата турбины, дренажа ПНД и дренажа нижнего сетевого подогревателя, кг/с; $h_{6.\text{отб}}^{\text{см}}$ – энтальпия смешанного потока до ПНД-2, кДж/кг; $h_{6.\text{отб}}^{\text{к}}$ – энтальпия смешанного потока после ПНД-2, кДж/кг; $h_{6.\text{отб}}$ – энтальпия пара 6-го отопительного отбора, кДж/кг; $h_{6.\text{отб}}^{\text{д}}$ – энтальпия дренажа греющего пара 6-го отопительного отбора, кДж/кг.

Энтальпию смешанного потока $h_{6.\text{отб}}^{\text{см}}$, кДж/кг, определим из уравнения:

$$G_{\text{ПНД-2}} \cdot h_{6.\text{отб}}^{\text{см}} = G_{\text{осн.к}} \cdot h_{7.\text{отб}}^{\text{к}} + G_{\text{ПНД}}^{\text{д}} \cdot h_{7.\text{отб}}^{\text{д}} + G_{\text{ниж.сет}}^{\text{д}} \cdot h_{\text{ниж.сет}}^{\text{д}}, \quad (3.1.8)$$

$$h_{6.\text{отб}}^{\text{см}} = \frac{G_{\text{осн.к}} \cdot h_{7.\text{отб}}^{\text{к}} + G_{\text{ПНД}}^{\text{д}} \cdot h_{7.\text{отб}}^{\text{д}} + G_{\text{ниж.сет}}^{\text{д}} \cdot h_{\text{ниж.сет}}^{\text{д}}}{G_{\text{ПНД-2}}},$$

где $G_{\text{ПНД}}^{\text{д}}$ – расход дренажа ПНД, кг/с; $G_{\text{ниж.сет}}^{\text{д}}$ – расход дренажа нижнего сетевого подогревателя, кг/с; $h_{\text{ниж.сет}}^{\text{д}}$ – энтальпия дренажа нижнего сетевого подогревателя, кДж/кг.

Отсюда $h_{6.\text{отб}}^{\text{см}} = 356,16$ кДж/кг. Таким образом, $D_{\text{ПНД-2}} = 2,23$ кг/с.

6) Мощность $N_{\text{ПНД-2}}^{\text{тф}}$, кВт, развиваемую турбиной на тепловом потреблении за счет 6-го отопительного отбора пара на подогрев смешанного потока в ПНД-2, определим по формуле:

$$N_{\text{ПНД-2}}^{\text{тф}} = D_{\text{ПНД-2}} \cdot (h_{\text{о}} - h_{6.\text{отб}}) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (3.1.9)$$

Отсюда $N_{\text{ПНД-2}}^{\text{тф}} = 1795,52$ кВт.

7) Мощность $N_{\text{ПНД-2}}^{\text{рег}}$, кВт, вырабатываемая паром 6-го отбора, расходуемым на регенеративный подогрев смешанного потока в ПНД-2, определим по формуле:

$$N_{\text{ПНД-2}}^{\text{рег}} = D_{\text{ПНД-2}}^{\text{рег}} \cdot (h_{\text{о}} - h_{6.\text{отб}}^{\text{рег}}) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (3.1.10)$$

где $D_{\text{ПНД-2}}^{\text{рег}}$ - расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева потока конденсата, кг/с; $h_{6.отб}^{\text{рег}}$ - энтальпия пара условного эквивалентного регенеративного отбора, кДж/кг.

Расход пара $D_{\text{ПНД-2}}^{\text{рег}}$, кг/с, определим по формуле:

$$D_{\text{ПНД-2}}^{\text{рег}} = \frac{D_{\text{ПНД-2}} \cdot (h_{\text{п.в}} - h_{6.отб}^{\text{д}})}{(h_{6.отб}^{\text{рег}} - h_{\text{п.в}})}, \quad (3.1.11)$$

Энтальпию пара $h_{6.отб}^{\text{рег}}$, кДж/кг, определим по формуле:

$$h_{6.отб}^{\text{рег}} = 0,5 \cdot (h_0 + h_{6.отб}), \quad (3.1.12)$$

Отсюда $N_{\text{ПНД-2}}^{\text{рег}} = 245,31$ кВт.

8) Расход пара $D_{\text{ПНД-3}}$, кг/с, отпускаемого из 5-го отопительного отбора для ПНД-3, определим по формуле:

$$D_{\text{ПНД-3}} = \frac{G_{\text{ПНД-3}} \cdot (h_{5.отб}^{\text{к}} - h_{5.отб}^{\text{см}})}{(h_{5.отб} - h_{5.отб}^{\text{д}}) \cdot \eta_{\text{т.о}}}, \quad (3.1.13)$$

где $G_{\text{ПНД-3}}$ - смешанный расход $G_{\text{ПНД-2}}$, дренажа верхнего сетевого подогревателя и деаэрированной добавочной питательной воды, кг/с; $h_{5.отб}^{\text{см}}$ - энтальпия смешанного потока до ПНД-3, кДж/кг; $h_{5.отб}^{\text{к}}$ - энтальпия смешанного потока после ПНД-3, кДж/кг; $h_{5.отб}$ - энтальпия пара 5-го отопительного отбора, кДж/кг; $h_{5.отб}^{\text{д}}$ - энтальпия дренажа греющего пара 5-го отопительного отбора, кДж/кг.

Энтальпию смешанного потока $h_{5.отб}^{\text{см}}$, кДж/кг, определим из уравнения:

$$G_{\text{ПНД-3}} \cdot h_{5.отб}^{\text{см}} = G_{\text{ПНД-2}} \cdot h_{6.отб}^{\text{к}} + G_{\text{доб.в}} \cdot h_{\text{доб.в}} + G_{\text{Верх.сет}}^{\text{д}} \cdot h_{\text{Верх.сет}}^{\text{д}}, \quad (3.1.14)$$

$$h_{5.отб}^{\text{см}} = \frac{G_{\text{ПНД-2}} \cdot h_{6.отб}^{\text{к}} + G_{\text{доб.в}} \cdot h_{\text{доб.в}} + G_{\text{Верх.сет}}^{\text{д}} \cdot h_{\text{Верх.сет}}^{\text{д}}}{G_{\text{ПНД-3}}},$$

Отсюда $h_{5.отб}^{\text{см}} = 425,25$ кДж/кг. Таким образом, $D_{\text{ПНД-3}} = 6,37$ кг/с.

9) Мощность $N_{\text{ПНД-3}}^{\text{тф}}$, кВт, развиваемую турбиной на тепловом потреблении за счет 5-го отопительного отбора пара на подогрев смешанного потока в ПНД-3, определим по формуле:

$$N_{\text{ПНД-3}}^{\text{тф}} = D_{\text{ПНД-3}} \cdot (h_0 - h_{5.отб}) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (3.1.15)$$

Отсюда $N_{\text{пнд-3}}^{\text{тф}} = 4375,83$ кВт.

10) Мощность $N_{\text{пнд-3}}^{\text{рег}}$, кВт, вырабатываемая паром 5-го отбора, расходуемым на регенеративный подогрев смешанного потока в ПНД-3, определим по формуле:

$$N_{\text{пнд-3}}^{\text{рег}} = D_{\text{пнд-3}}^{\text{рег}} \cdot (h_o - h_{5.\text{отб}}^{\text{рег}}) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (3.1.16)$$

где $D_{\text{пнд-3}}^{\text{рег}}$ - расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева потока конденсата, кг/с; $h_{5.\text{отб}}^{\text{рег}}$ - энтальпия пара условного эквивалентного регенеративного отбора, кДж/кг.

Расход пара $D_{\text{пнд-2}}^{\text{рег}}$, кг/с, определим по формуле:

$$D_{\text{пнд-3}}^{\text{рег}} = \frac{D_{\text{пнд-3}} \cdot (h_{\text{п.в}} - h_{5.\text{отб}}^{\text{д}})}{(h_{5.\text{отб}}^{\text{рег}} - h_{\text{п.в}})}, \quad (3.1.17)$$

Энтальпию пара $h_{6.\text{отб}}^{\text{рег}}$, кДж/кг, определим по формуле:

$$h_{5.\text{отб}}^{\text{рег}} = 0,5 \cdot (h_o + h_{5.\text{отб}}), \quad (3.1.18)$$

Отсюда $N_{\text{пнд-3}}^{\text{рег}} = 468,22$ кВт.

11) Расход пара $D_{\text{пнд-4}}$, кг/с, отпускаемого из 4-го отопительного отбора для ПНД-4, определим по формуле:

$$D_{\text{пнд-4}} = \frac{G_{\text{пнд-4}} \cdot (h_{4.\text{отб}}^{\text{к}} - h_{5.\text{отб}}^{\text{к}})}{(h_{4.\text{отб}} - h_{4.\text{отб}}^{\text{д}}) \cdot \eta_{\text{т.о}}}, \quad (3.1.19)$$

где $G_{\text{пнд-4}} = G_{\text{пнд-3}}$ - расход потока через ПНД-4, кг/с; $h_{4.\text{отб}}^{\text{к}}$ - энтальпия потока после ПНД-4, кДж/кг; $h_{5.\text{отб}}^{\text{к}}$ - энтальпия потока до ПНД-4, кДж/кг; $h_{4.\text{отб}}$ - энтальпия пара 4-го отопительного отбора, кДж/кг; $h_{4.\text{отб}}^{\text{д}}$ - энтальпия дренажа греющего пара 4-го отопительного отбора, кДж/кг.

Отсюда $D_{\text{пнд-4}} = 6,28$ кг/с.

12) Мощность $N_{\text{пнд-4}}^{\text{тф}}$, кВт, развиваемую турбиной на тепловом потреблении за счет 4-го отопительного отбора пара на подогрев потока в ПНД-4, определим по формуле:

$$N_{\text{пнд-4}}^{\text{тф}} = D_{\text{пнд-4}} \cdot (h_o - h_{4.\text{отб}}) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (3.1.20)$$

Отсюда $N_{\text{ПНД-4}}^{\text{тф}} = 3674,33$ кВт.

13) Мощность $N_{\text{ПНД-4}}^{\text{рег}}$, кВт, вырабатываемая паром 4-го отбора, расходуемым на регенеративный подогрев потока в ПНД-4, определим по формуле:

$$N_{\text{ПНД-4}}^{\text{рег}} = D_{\text{ПНД-4}}^{\text{рег}} \cdot (h_o - h_{4.\text{отб}}^{\text{рег}}) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (3.1.21)$$

где $D_{\text{ПНД-4}}^{\text{рег}}$ - расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева потока, кг/с; $h_{4.\text{отб}}^{\text{рег}}$ - энтальпия пара условного эквивалентного регенеративного отбора, кДж/кг.

Расход пара $D_{\text{ПНД-4}}^{\text{рег}}$, кг/с, определим по формуле:

$$D_{\text{ПНД-4}}^{\text{рег}} = \frac{D_{\text{ПНД-4}} \cdot (h_{\text{п.в}} - h_{4.\text{отб}}^{\text{д}})}{(h_{4.\text{отб}}^{\text{рег}} - h_{\text{п.в}})}, \quad (3.1.22)$$

Энтальпию пара $h_{4.\text{отб}}^{\text{рег}}$, кДж/кг, определим по формуле:

$$h_{4.\text{отб}}^{\text{рег}} = 0,5 \cdot (h_o + h_{4.\text{отб}}), \quad (3.1.23)$$

Отсюда $N_{\text{ПНД-4}}^{\text{рег}} = 307,49$ кВт.

14) Расход пара $D_{\text{д.а}}$, кг/с, отпускаемого из 5-го регенеративного отбора на подогрев и деаэрацию добавочной питательной воды, определим из уравнения теплового баланса:

$$D_{\text{д.а}} \cdot (h_{5.\text{отб}} - h_{\text{доб.в}}) \cdot \eta_{\text{т.о}} = G_{\text{доб.в}} \cdot (h_{\text{доб.в}} - h_{\text{хов}}), \quad (3.1.24)$$

$$D_{\text{д.а}} = \frac{G_{\text{доб.в}} \cdot (h_{\text{доб.в}} - h_{\text{хов}})}{(h_{5.\text{отб}} - h_{\text{доб.в}}) \cdot \eta_{\text{т.о}}},$$

где $G_{\text{доб.в}}$ - расход деаэрированной воды, кг/с; $h_{\text{доб.в}}$ - энтальпия деаэрированной воды, кДж/кг; $h_{\text{хов}}$ - энтальпия добавочной воды перед деаэратором, кДж/кг; $h_{5.\text{отб}}$ - энтальпия пара 5-го регенеративного отбора, кДж/кг; $\eta_{\text{т.о}} = 0,98$ - для смесительного теплообменника.

Отсюда $D_{\text{д.а}} = 1,03$ кг/с.

15) Мощность $N_{\text{д.а}}^{\text{тф}}$ кВт, развиваемую турбиной на тепловом потреблении за счет регенеративного отбора пара на подогрев и деаэрацию воды, определим по формуле:

$$N_{д.а}^{тф} = D_{д.а} \cdot (h_o - h_{5.отб}) \cdot \eta_{эм}, \quad (3.1.25)$$

Отсюда $N_{д.а}^{тф} = 710,65$ кВт.

16) Мощность $N_{д.а}^{рег}$ кВт, вырабатываемая паром отборов, расходуемым на регенеративный подогрев и деаэрацию воды, определяется по формуле:

$$N_{д.а}^{рег} = D_{д.а}^{рег} \cdot (h_o - h_{д.а}^{рег}) \cdot \eta_{эм}, \quad (3.1.26)$$

где $D_{д.а}^{рег}$ - расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева и деаэрации воды, кг/с; $h_{д.а}^{рег}$ - энтальпия пара условного эквивалентного регенеративного отбора, кДж/кг.

Расход пара $D_{д.а}^{рег}$, кг/с, определим по формуле:

$$D_{д.а}^{рег} = \frac{D_{д.а} \cdot (h_{п.в} - h_{доб.в})}{h_{д.а}^{рег} - h_{п.в}}, \quad (3.1.27)$$

Энтальпия пара $h_{д.а}^{рег}$, кДж/кг определим по формуле:

$$h_{д.а}^{рег} = 0,5 \cdot (h_o + h_{5.отб}), \quad (3.1.28)$$

Отсюда $N_{д.а}^{рег} = 94,39$ кВт.

17) Мощность $N_{н.к}^{реп}$, кВт, потребляемую конденсатным насосом для перекачки потоков воды по конденсатно-питательному тракту, определим:

$$N_{н.к}^{реп} = \frac{G_{общ} \cdot \Delta p}{\eta_n}, \quad (\text{кВт}) \quad (3.1.29)$$

где Δp – давление, создаваемое насосом, МПа; η_n – КПД насоса

Отсюда $N_{н.к}^{реп} = 264,44$ кВт.

18) Величину удельной выработки электроэнергии на 1 м^3 воды определим по формуле:

$$V_{тф} = \frac{[\sum_{i=1}^n (N_{тф}^i + N_{рег}^i) - N_{н.к}^{реп}]}{G_{хов}}, \quad \left(\frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{м}^3} \right) \quad (3.1.30)$$

Таким образом, удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении при использовании технологии, представленной на рисунке 3.1.1, составит $115,33 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$.

Далее рассчитаем удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении схемы, представленной на рисунке 3.1.2 с учетом следующих дополнительных исходных данных:

1. Энтальпия добавочной химически очищенной воды перед ПДВ $h_{\text{хов}} = 83,68$ кДж/кг ($t_{\text{хов}} = 20$ °С).

2. Энтальпия добавочной химически очищенной воды после ПДВ $h_{\text{хов}}^I = 167,36$ кДж/кг ($t_{\text{хов}}^I = 40$ °С).

3. Энтальпия деаэрированной добавочной питательной воды $h_{\text{доб.в}} = 251,04$ кДж/кг ($t_{\text{доб.в}} = 60$ °С).

1) Энтальпию дренажа ПНД после ПДВ найдем из уравнения:

$$G_{\text{ПНД}}^{\text{д}} \cdot (h_{7.\text{отб}}^{\text{д}} - h_{7.\text{отб}}^{\text{д.охл}}) \cdot \eta_{\text{т.о}} = G_{\text{хов}} \cdot (h_{\text{хов}}^I - h_{\text{хов}}), \quad (3.1.31)$$

$$h_{7.\text{отб}}^{\text{д.охл}} = \frac{G_{\text{ПНД}}^{\text{д}} \cdot h_{7.\text{отб}}^{\text{д}} \cdot \eta_{\text{т.о}} - G_{\text{хов}} \cdot (h_{\text{хов}}^I - h_{\text{хов}})}{G_{\text{дрен}} \cdot \eta_{\text{т.о}}},$$

где $G_{\text{ПНД}}^{\text{д}}$, $G_{\text{хов}}$ - расходы дренажа ПНД и добавочной воды, кг/с; $h_{\text{хов}}$, $h_{\text{хов}}^I$ - энтальпии добавочной воды до подогревателя и после, кДж/кг; $\eta_{\text{т.о}}$ - КПД теплообменного оборудования.

Отсюда $h_{7.\text{отб}}^{\text{д.охл}} = 125,97$ кДж/кг.

2) Энтальпию деаэрированной добавочной питательной воды после смешения с охлажденным дренажем ПНД найдем из уравнения:

$$(G_{\text{доб.в}} + G_{\text{ПНД}}^{\text{д}}) \cdot h_{\text{доб.в+дрен}}^{\text{см}} = G_{\text{доб.в}} \cdot h_{\text{доб.в}} + G_{\text{ПНД}}^{\text{д}} \cdot h_{7.\text{отб}}^{\text{д.охл}} \quad (3.1.32)$$

$$h_{\text{доб.в+дрен}}^{\text{см}} = \frac{G_{\text{доб.в}} \cdot h_{\text{доб.в}} + G_{\text{ПНД}}^{\text{д}} \cdot h_{7.\text{отб}}^{\text{д.охл}}}{G_{\text{доб.в}} + G_{\text{ПНД}}^{\text{д}}},$$

где $G_{\text{доб.в}}$ - расход деаэрированной добавочной питательной воды, кг/с, $G_{\text{хов}} = G_{\text{доб.в}}$; - энтальпия деаэрированной добавочной питательной воды, кДж/кг.

Отсюда $h_{\text{доб.в+дрен}}^{\text{см}} = 215,31$ кДж/кг.

3) Энтальпию общего потока воды, состоящего из деаэрированной добавочной питательной воды, охлажденного дренажа ПНД и основного конденсата турбины определим из уравнения:

$$G_{\text{общ}} \cdot h_{\text{общ}} = G_{\text{доб.в}} \cdot h_{\text{доб.в}} + G_{\text{ПНД}}^{\text{д}} \cdot h_{7.\text{отб}}^{\text{д.охл}} + G_{\text{осн.к}} \cdot h_{\text{осн.к}} \quad (3.1.33)$$

$$h_{\text{общ}} = \frac{G_{\text{доб.в}} \cdot h_{\text{доб.в}} + G_{\text{пнд}}^{\text{д}} \cdot h_{7.\text{отб}}^{\text{д.охл}} + G_{\text{осн.к}} \cdot h_{\text{осн.к}}}{G_{\text{общ}}},$$

где $G_{\text{общ}} = G_{\text{доб.в}} + G_{\text{дрен}} + G_{\text{осн.к}}$ – расход общего потока воды, кг/с; $G_{\text{осн.к}}$ – расход основного конденсата турбины, кг/с; $h_{\text{осн.к}}$ – энтальпия основного конденсата турбины, кДж/кг.

Отсюда $h_{\text{общ}} = 206,10$ кДж/кг.

4) Энтальпию общего потока воды $h_{\text{общ}}^{\text{I}}$, кДж/кг, после ОЭ, ОУ и СП определим из уравнения:

$$G_{\text{общ}} \cdot (h_{\text{общ}}^{\text{I}} - h_{\text{общ}}) = Q_{\text{оэ}} + Q_{\text{оу}} + Q_{\text{сп}}, \quad (3.1.34)$$

$$h_{\text{общ}}^{\text{I}} = \frac{Q_{\text{оэ}} + Q_{\text{оу}} + Q_{\text{сп}} + G_{\text{общ}} \cdot h_{\text{общ}}}{G_{\text{общ}}},$$

где $Q_{\text{оэ}}$, $Q_{\text{оу}}$, $Q_{\text{сп}}$ – тепловые потоки через охладитель эжекторов, охладитель пара уплотнений и сальниковый подогреватель, кВт.

Отсюда $h_{\text{общ}}^{\text{I}} = 319,41$ кДж/кг.

5) Расход пара $D_{\text{пнд-1}}$, кг/с, отпускаемого из 7-го отопительного отбора для ПНД-1, определим по формуле:

$$D_{\text{пнд-1}} = \frac{G_{\text{общ}} \cdot (h_{7.\text{отб}}^{\text{к}} - h_{\text{общ}}^{\text{I}})}{(h_{7.\text{отб}}^{\text{д}} - h_{7.\text{отб}}^{\text{д}}) \cdot \eta_{\text{т.о}}}, \quad (3.1.35)$$

Отсюда $D_{\text{пнд-1}} = 0,28$ кг/с.

6) Мощность $N_{\text{пнд-1}}^{\text{тф}}$, кВт, рассчитанная по формуле (3.1.3), составит 252,56 кВт.

7) Мощность $N_{\text{пнд-1}}^{\text{рег}}$, кВт, рассчитанная по формулам (3.1.4 - 3.1.6), составит 40,51 кВт.

8) Расход пара $D_{\text{пнд-2}}$, кг/с, отпускаемого из 6-го отопительного отбора для ПНД-2, определим по формуле (3.1.7), с учетом того, что энтальпия смешанного потока $h_{6.\text{отб}}^{\text{см}}$, кДж/кг, определяется по формуле:

$$h_{6.\text{отб}}^{\text{см}} = \frac{G_{\text{общ}} \cdot h_{7.\text{отб}}^{\text{к}} + G_{\text{ниж.сет}}^{\text{д}} \cdot h_{\text{ниж.сет}}^{\text{д}}}{G_{\text{пнд-2}}}, \quad (3.36)$$

где $G_{\text{пнд-2}}$ – смешанный расход $G_{\text{общ}}$ и дренажа нижнего сетевого подогревателя, кг/с.

Отсюда $D_{\text{пнд-2}} = 3,49$ кг/с.

9) Мощность $N_{\text{пнд-2}}^{\text{тф}}$, кВт, рассчитанная по формуле (3.1.9), составит 2804,07 кВт.

10) Мощность $N_{\text{пнд-2}}^{\text{рег}}$, кВт, рассчитанная по формулам (3.1.10 - 3.1.12), составит 383,11 кВт.

11) Расход пара $D_{\text{пнд-3}}$, кг/с, отпускаемого из 5-го отопительного отбора для ПНД-3, определим по формуле (3.1.13), с учетом того, что энтальпия смешанного потока до ПНД-3, $h_{5,\text{отб}}^{\text{см}}$, определяется по формуле:

$$h_{5,\text{отб}}^{\text{см}} = \frac{G_{\text{пнд-2}} \cdot h_{6,\text{отб}}^{\text{к}} + G_{\text{Верх.сет}}^{\text{д}} \cdot h_{\text{Верх.сет}}^{\text{д}}}{G_{\text{пнд-3}}}, \quad (3.1.37)$$

Отсюда $D_{\text{пнд-3}} = 6,65$ кг/с.

12) Мощность $N_{\text{пнд-3}}^{\text{тф}}$, кВт, рассчитанная по формуле (3.1.15), составит 4571,82 кВт.

13) Мощность $N_{\text{пнд-3}}^{\text{рег}}$, кВт, рассчитанная по формулам (3.1.16 - 3.1.18), составит 489,20 кВт.

14) Величины $D_{\text{пнд-4}}$, кг/с; $N_{\text{пнд-4}}^{\text{тф}}$, $N_{\text{пнд-4}}^{\text{рег}}$, $N_{\text{н.к}}^{\text{рец}}$, кВт, рассчитанные по формулам (3.1.19 – 3.1.23), 3.1.29, имеют такие значения, как в схеме 3.1.1.

15) Величина удельной выработки электроэнергии на 1 м^3 воды, определяемая по формуле (3.30), составит $122,59 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$.

Далее проведем расчет удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении схемы, представленной на рисунке 3.1.3, с учетом ранее принятых исходных данных.

1) Энтальпию общего потока воды, состоящего из деаэрированной добавочной питательной воды и основного конденсата турбины, найдем из уравнения:

$$G_{\text{общ}} \cdot h_{\text{общ}} = G_{\text{доб.в}} \cdot h_{\text{доб.в}} + G_{\text{осн.к}} \cdot h_{\text{осн.к}}, \quad (3.1.38)$$

$$h_{\text{общ}} = \frac{G_{\text{доб.в}} \cdot h_{\text{доб.в}} + G_{\text{осн.к}} \cdot h_{\text{осн.к}}}{G_{\text{общ}}},$$

где $G_{\text{общ}} = G_{\text{доб.в}} + G_{\text{осн.к}}$ – расход общего потока воды, кг/с; $G_{\text{осн.к}}$ – расход основного конденсата турбины, кг/с; $h_{\text{осн.к}}$ – энтальпия основного конденсата турбины, кДж/кг, $G_{\text{доб.в}}$ – расход деаэрированной добавочной питательной воды, кг/с, $G_{\text{хов}} = G_{\text{доб.в}}$; $h_{\text{доб.в}}$ – энтальпия деаэрированной добавочной питательной воды, кДж/кг.

Отсюда $h_{\text{общ}} = 233,73$ кДж/кг.

2) Энтальпия общего потока воды $h_{\text{общ}}^I$, кДж/кг, после ОЭ, ОУ, СП определяемая по формуле (3.1.34) составит $h_{\text{общ}}^I = 386,11$ кДж/кг.

3) Энтальпию общего потока воды после ПДВ определим из уравнения:

$$G_{\text{общ}} \cdot (h_{\text{общ}}^I - h_{\text{общ}}^{II}) \cdot \eta_{\text{т.о}} = G_{\text{хов}} \cdot (h_{\text{хов}}^I - h_{\text{хов}}), \quad (3.1.39)$$

$$h_{\text{общ}}^{II} = \frac{G_{\text{общ}} \cdot h_{\text{общ}}^I \cdot \eta_{\text{т.о}} - G_{\text{хов}} \cdot (h_{\text{хов}}^I - h_{\text{хов}})}{G_{\text{общ}} \cdot \eta_{\text{т.о}}},$$

где $G_{\text{хов}}$ – расход добавочной воды, кг/с; $h_{\text{хов}}$, $h_{\text{хов}}^I$ – энтальпии добавочной воды до и после ПДВ, кДж/кг.

Отсюда $h_{\text{общ}}^{II} = 307,70$ кДж/кг.

4) Расход пара $D_{\text{пнд-1}}$, кг/с, отпускаемого из 7-го отопительного отбора для подогревателя низкого давления ПНД-1, определим по формуле:

$$D_{\text{пнд-1}} = \frac{G_{\text{общ}} \cdot (h_{7.\text{отб}}^{\text{к}} - h_{\text{общ}}^{II})}{(h_{7.\text{отб}} - h_{7.\text{отб}}^{\text{д}}) \cdot \eta_{\text{т.о}}}, \quad (3.1.40)$$

Отсюда $D_{\text{пнд-1}} = 0,40$ кг/с.

Дальнейший расчет был осуществлен по формулам (3.1.3 - 3.1.7, 3.1.36, 3.1.9 - 3.1.13, 3.1.37, 3.1.15 – 3.1.23, 3.1.29).

Таким образом, удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, при использовании технологии, представленной на рисунке 3.1.3, составит $122,73$ кВт·ч/м³.

Результаты расчета энергетической эффективности схем, приведенных на рисунках 3.1.1 – 3.1.3, представлены на рисунке 3.1.4.

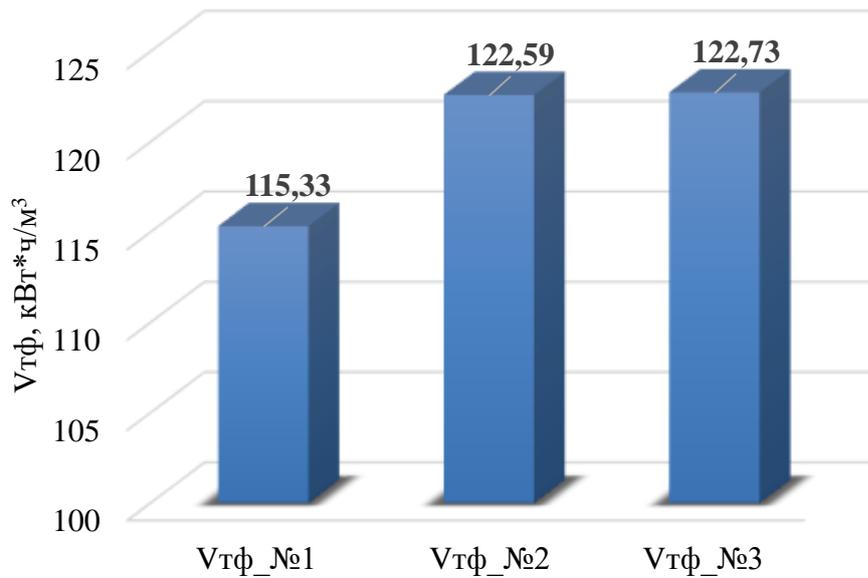


Рисунок 3.1.4 – Диаграмма удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении рассматриваемых схем

Оценим годовую экономию условного топлива ΔB , т/год, рассмотренных схем по формуле:

$$\Delta B = \Delta V_{\text{тф}} \cdot (b_{\text{э.к}} - b_{\text{э.т}}) \cdot 10^{-3} \cdot G_{\text{хов}} \cdot T, \quad (3.1.41)$$

где $b_{\text{э.к}}$ – удельный расход исходного топлива на конденсационную выработку электроэнергии, примем $b_{\text{э.к}} = 0,40$ кг/(кВт·ч); $b_{\text{э.т}}$ – удельный расход исходного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии, примем $b_{\text{э.т}} = 0,15$ кг/(кВт·ч); T – расчетный период работы водоподготовительной установки в теплофикационном режиме, для г. Ульяновска $T = 5088$ ч/год.

Экономичность $\Delta \mathcal{E}$, руб/год, технологий определим по формуле

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta B \cdot C_{\text{т}}, \quad (3.1.42)$$

где $C_{\text{т}}$ – цена условного топлива, руб/т, на момент 2023 г. составляет в среднем 4900 руб/т.

Таким образом, годовая экономия топлива при реализации схемы, приведенной на рисунке 3.1.2, составит 923 т/год с выгодой 4 522 793 руб/год, годовая экономия топлива схемы, приведенной на рисунке 3.1.3, составит 941 т/год с выгодой 4 614 036 руб/год.

3.2 Выводы по третьей главе

1. Разработано технологическое решение, которым предусмотрен подогрев добавочной воды перед вакуумным деаэратором добавочной питательной воды котлов каскадно сливаемым из подогревателей низкого давления системы регенерации турбины конденсатом, а также использование деаэрированной добавочной питательной воды и охлажденного конденсата подогревателей системы регенерации для охлаждения охладителей эжекторов уплотнений и сальниковых подогревателей. Реализация данного решения дает годовую экономию условного топлива 923 т/год с выгодой 4,5 млн. руб/год.

2. Разработано технологическое решение, которым предусмотрен подогрев добавочной воды перед вакуумным деаэратором добавочной питательной воды котлов в подогревателе добавочной воды, включенным в тракт основного конденсата турбины перед ПНД-1, общим потоком воды, состоящим из деаэрированной добавочной воды и основного конденсата турбины, который также используется для охлаждения охладителей эжекторов уплотнений и сальниковых подогревателей. Реализация данного решения дает годовую экономию условного топлива 941 т/год с выгодой более 4,6 млн. руб./год.

ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СХЕМ ВКЛЮЧЕНИЯ ГАЗОТВОДЯЩИХ АППАРАТОВ ВАКУУМНЫХ ДЕАЭРАТОРОВ НА ТЭЦ

4.1 Анализ эффективности комбинированного применения эжекторов на примере Ульяновской ТЭЦ-2

В настоящее время для УлТЭЦ-2 себестоимость 1 МВт электроэнергии в зимний отопительный период составляет порядка 1300 руб/МВт, а в летний неотопительный период доходит до 1700 руб/МВт. Также УлТЭЦ-2, как и практически любая ТЭЦ, является участником оптового рынка электроэнергии, соответственно, она обязана продавать потребителям электроэнергию по цене оптового рынка (на момент 2023 г. варьируется в пределах 1600 – 2000 руб/МВт) вне зависимости от своей реализации.

В зимний период в среднем УлТЭЦ-2 вырабатывает 180 МВт·ч электроэнергии, а потребляет на собственные нужды 19 МВт·ч. В летний же период в отсутствии отопительного сезона количество потребителей пара минимально, соответственно себестоимость электроэнергии повышается.

По данной причине нами совместно с сотрудниками УлТЭЦ-2 было предложено в летний период года перевести УлТЭЦ-2 в режим работы без выработки электроэнергии (в режим работы водогрейной котельной), так как за счет остановки турбоагрегатов и соответствующего электрооборудования потребление электроэнергии на собственные нужды сокращается до 3,5 МВт·ч.

Таким образом, в связи с остановкой паровых турбин и отсутствием пара в летний период на УлТЭЦ-2 также было предложено использовать комбинированное применение эжекторов. В зимний период года, когда УлТЭЦ-2 будет работать в режиме генерации электроэнергии в качестве газоотводящих устройств для конденсаторов и вакуумных деаэраторов использовать пароструйные эжекторы, а в летний период года, когда работа УлТЭЦ-2 будет осуществляться в режиме водогрейной котельной использовать водоструйные эжекторы [28, 73, 75].

В качестве пароструйного эжектора на УлГЭЦ-2 изначально был установлен трехступенчатый эжектор ЭП-3-25/75, конструктивная схема которого показана на рисунке 4.1.1 [75].

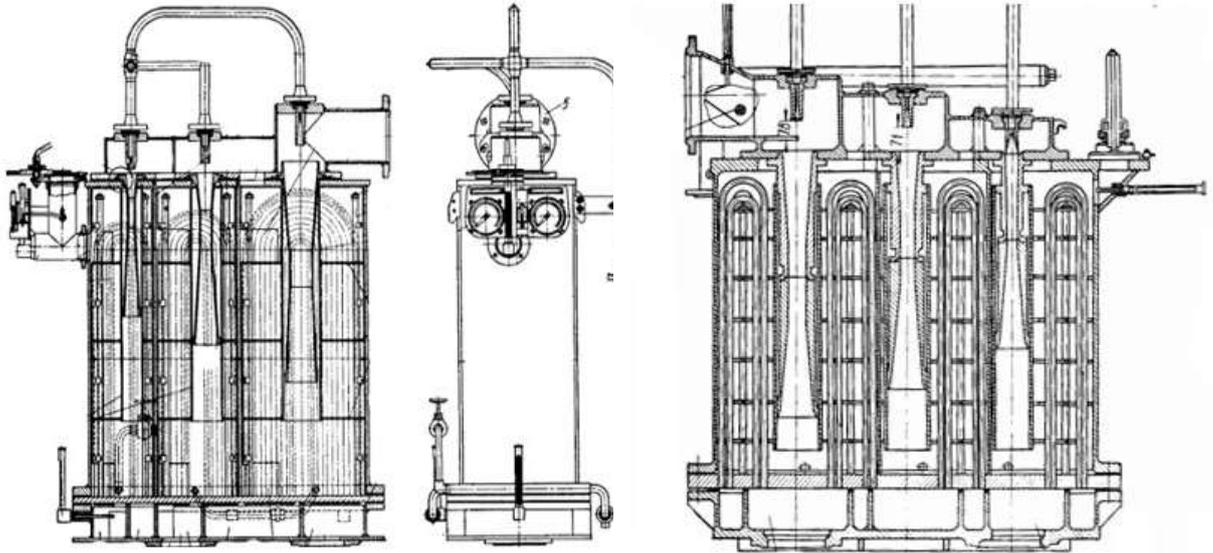


Рисунок 4.1.1 - Конструктивная схема пароструйного эжектора ЭП-3-25/75

Все три ступени эжектора ЭП совместно с U-образными охладителями скомпонованы в одном сварном корпусе, который разделен на три части посредством перегородки. Охладители эжектора состоят из U-образных, либо П-образных латунных трубок 19x1,0 мм, концы которых завальцованы в трубной доске. Охладители эжектора ЭП-3-25/75 включены по воде параллельно. Таким образом, учитывается различие среднего температурного напора, зависящего от давления пара в охладителе и температуры воды, при этом температура воды в охладителе эжектора изменяется незначительно.

Позже в дополнение к пароструйному эжектору был установлен водоструйный эжектор ЭВ-340. Далее на рисунке 4.1.2 приведена технологическая схема работы УлГЭЦ-2, а на рисунке 4.1.3 - схема работы теплосети УлГЭЦ-2 в летний период.

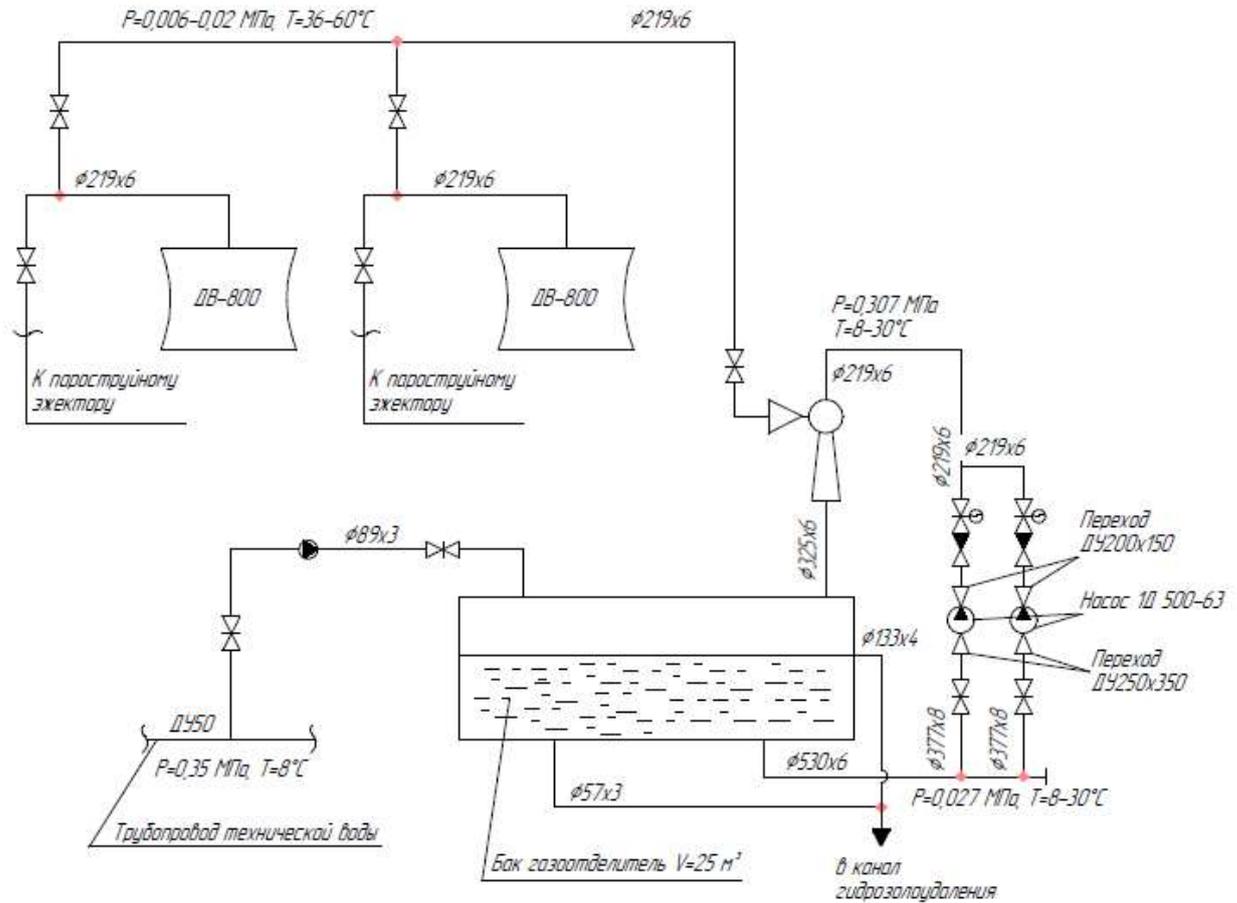


Рисунок 4.1.2 - Технологическая схема работы УлТЭЦ-2

Принцип работы данной схемы, изображенной на рисунке 4.1.2, заключается в следующем. Бак-газоотделитель наполняется технической водой, уровень которой поддерживается в течение всего цикла работы. Из бака-газоотделителя техническая вода, являющаяся рабочим телом для водоструйного эжектора, с помощью насосов подается в эжектор ЭВ-340. Тем самым, эжектор ЭВ-340 через линию отсоса откачивает из вакуумных деаэраторов ДВ-800 паровоздушную смесь, содержащую коррозионно-активные газы. Техническая вода, пройдя через эжектор ЭВ-340, вновь поступает в бак-газоотделитель. Таким образом, поддерживается режим постоянной циркуляции технической воды, утечки которой восполняются с помощью трубопровода технической воды [156].

Как показано на рисунке 4.1.2, комбинированное использование эжекторов на УлТЭЦ-2 фактически является модернизацией существующей схемы путем установки дополнительных водоструйных эжекторов, которая

необходима для обеспечения работы вакуумных деаэраторов ДВ-800 в летний период. Предполагается, что в неотапительный период в работе будут только водогрейные котлы. В связи с этим осуществление работы пароструйных эжекторов ЭП-3-25/75 представляется невозможным ввиду отсутствия пара для собственных нужд. Таким образом, для обеспечения работы вакуумного деаэратора было предложено дополнить схему водоструйным эжектором с возможностью переключения между эжекторами в зависимости от режима работы электростанции.

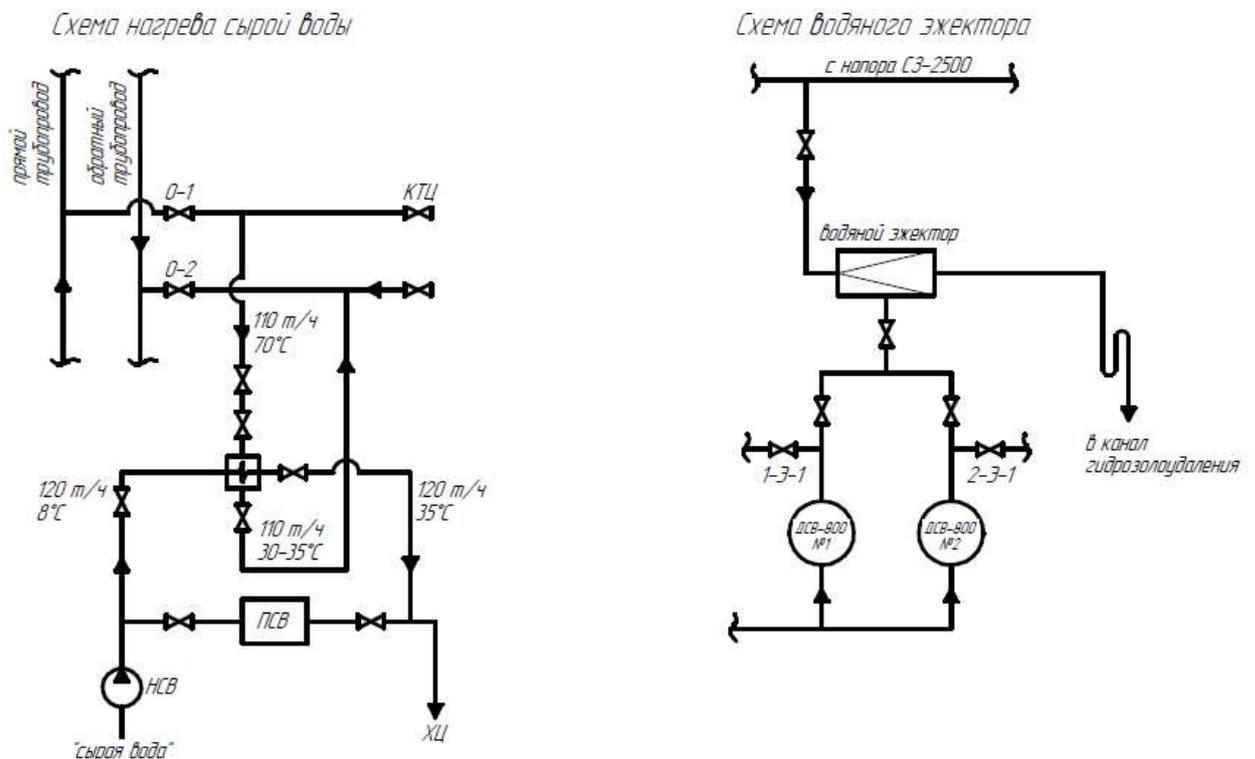


Рисунок 4.1.3 - Схема работы теплосети УлТЭЦ-2 в летний период

4.1.1 Оценка эффективности модернизации схем включения эжекторов

Годовой расход электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ, МВт·ч/год включает в себя следующие составляющие:

- расход электроэнергии на циркуляционные насосы;
- расход электроэнергии на сетевые насосы;
- расход электроэнергии на питательные насосы;
- расход электроэнергии на тягодутьевые устройства;

- расход электроэнергии на устройства топливоприготовления;
- расход электроэнергии на гидрозолоудаление;
- расход электроэнергии на прочие нужды.

Расход электроэнергии на собственные нужды тепловых электростанций зависит от типа и единичной мощности агрегатов, установленных на электростанции, а также от вида топлива и способа его сжигания. Максимальная нагрузка на собственные нужды электростанций оценивается в процентах установленной мощности и для газомазутных ТЭЦ составляет 5-7 %.

Ульяновская ТЭЦ-2 в своем составе имеет 3 энергоблока с турбинами ПТ-140/165-130/15-2 с номинальной мощностью 142 МВт, Т-175/210-130-2 с номинальной мощностью 175 МВт, Т-185/220-130-2 с номинальной мощностью 185 МВт. Фактический расход охлаждающей воды паровых эжекторов составляет 160 - 180 м³/ч, расход пара составляет 0,8 - 1 т/ч. Среднегодовой расход подпиточной воды составляет 400 - 450 м³/ч (рисунок 4.1.4).

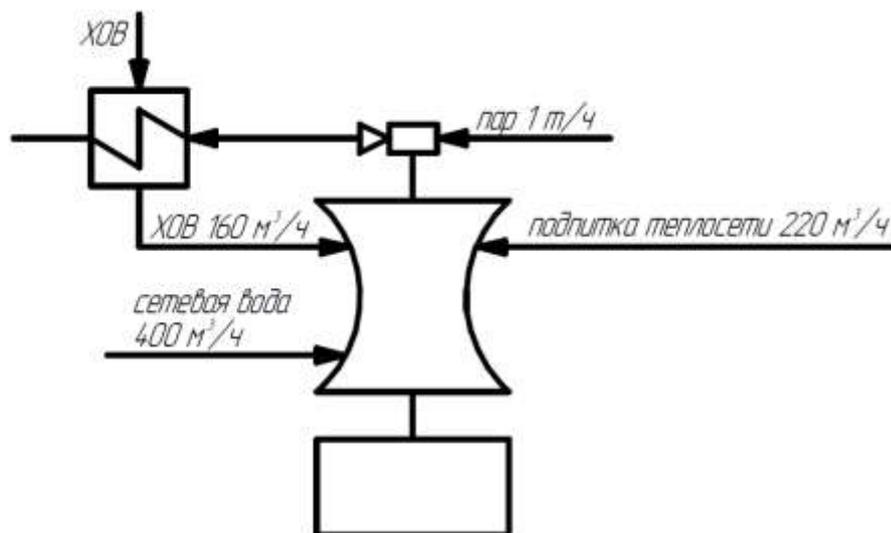


Рисунок 4.1.4 - Схема потоков при деаэрации

Нагрузка на вакуумные деаэраторы ДВ-800 складывается из расхода подпиточной воды, охлаждающей воды пароструйного эжектора и расхода сетевой воды с температурой 95 °С, которая является греющим агентом для

вакуумных деаэраторов. Среднегодовая нагрузка на вакуумный деаэратор составляет 780 м³/ч.

Температура химически очищенной воды на входе в деаэратор ДВ-800 составляет 25 - 30 °С, температура деаэрированной воды на выходе из деаэратора ДВ-800 составляет 60 - 64 °С.

Оценим выработку электроэнергии при использовании пароструйного и водоструйного эжектора по методике расчета энергетической эффективности технологий водоподготовки на ТЭЦ [81, 128].

За основу для расчетов примем режим работы турбоустановки в теплофикационном режиме с вакуумным деаэратором ДВ-800 и паротурбинной установкой Т-185/220-130-2.

Расход греющего агента на деаэратор $D_{г.а.}$, т/ч:

$$D_{г.а.} = \frac{G_{хов} \cdot t'_д - G_{хов} \cdot t_{хов}}{t_{г.а.} - t'_д}, \quad (4.1.1)$$

где $G_{хов}$ – расход химически очищенной воды на деаэратор, м³/ч; $t_{хов}$ – температура химически очищенной воды на входе в деаэратор, °С; $t_{г.а.}$ – температура греющего агента деаэратора, °С; $t'_д$ – температура деаэрированной воды, °С.

Расход пара $D_{пгв}$, т/ч, на подогреватель горячей воды (ПГВ)

$$D_{пгв} = \frac{D_{г.а.} \cdot (t_{г.а.} - t_{пгв}) \cdot 4,187}{h_{п.о.} - h_{к.п.о.}}, \quad (4.1.2)$$

где $D_{г.а.}$ – расход греющего агента на деаэратор, т/ч; $t_{г.а.}$ – температура греющего агента деаэратора, °С; $t_{пгв}$ – температура воды на входе в подогреватель горячей воды (ПГВ), °С; $h_{п.о.}$ – энтальпия пара промышленного отбора, кДж/кг; $h_{к.п.о.}$ – энтальпия конденсата пара промышленного отбора, кДж/кг.

Выработка электроэнергии паром промышленного отбора при использовании водоструйного эжектора $N_{п.о.}$, кВт

$$N_{п.о.} = \frac{D_{пгв} \cdot (h_{пт} - h_{п.о.}) \cdot \eta_{эм}}{3,6}, \quad (4.1.3)$$

где $h_{пт}$ – энтальпия пара на входе в турбину, кДж/кг; $\eta_{эм}$ – электромеханический КПД.

Расход пара нижнего теплофикационного отбора $D_{пгв.т.о.}$, т/ч, на нагрев сетевой воды необходимой для ПГВ:

$$D_{пгв.т.о.} = \frac{D_{г.а.} \cdot (t_{с.т} - t_{об.с.т}) \cdot 4,187}{h_{н.т.о} - h_{к.т.о}}, \quad (4.1.4)$$

где $t_{с.т}$ – температура сетевой воды, °С; $t_{об.с.т}$ – температуру обратной сетевой воды, °С; $h_{н.т.о}$ – энтальпия пара нижнего теплофикационного отбора, кДж/кг; $h_{к.т.о}$ – энтальпия конденсата нижнего теплофикационного отбора, кДж/кг.

Выработка электроэнергии паром теплофикационного отбора:

$$N_{т.о.} = \frac{D_{пгв.т.о.} \cdot (h_{пт} - h_{н.т.о}) \cdot \eta_{эм}}{3,6}, \quad (4.1.5)$$

Итоговая выработка электроэнергии, кВт, определяется как сумма выработки электроэнергии паром промышленного отбора и паром отопительного отбора. По результатам расчетов получилось, что итоговая выработка электроэнергии как при использовании пароструйного эжектора, так и при использовании водоструйного эжектора составит около 4000 кВт.

Расход топлива на производство пара при использовании водоструйного эжектора:

$$G_{у.т.} = \frac{(D_{пгв.т.о.} + D_{пгв.}) \cdot (h_{пт} - t_{пит.в} \cdot 4,187)}{Q \cdot \eta_{пг}}, \quad (4.1.6)$$

где $t_{пит.в}$ – температура питательной воды, °С; Q – низшая теплота сгорания условного топлива, кДж/кг.

Согласно схеме, приведенной на рисунке 4.1.2, для перекачки воды через водоструйный эжектор ЭВ-340 применяются два центробежных насоса двустороннего типа - 1Д 500-63, один из которых основной и постоянно находится в работе, а другой резервный. Характеристика насоса приведена на рисунке 4.1.5 [27, 55].

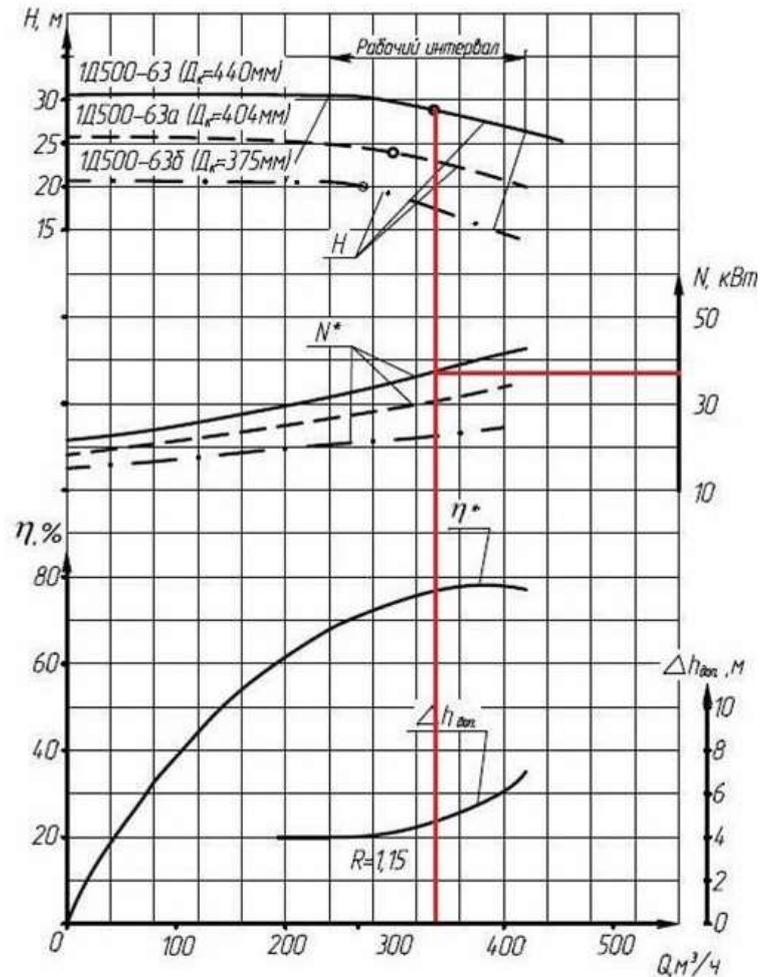


Рисунок 4.1.5 – Характеристика насоса 1Д 500-63

Средний расход воды, проходящей через эжектор ЭВ-340, составляет 330 - 350 $\text{м}^3/\text{ч}$. Согласно рисунку 4.1.5, при перекачке 340 $\text{м}^3/\text{ч}$ для работы эжектора ЭВ-340 насос 1Д 500-63 будет тратить 38 кВт·ч. Работа эжектора ЭВ-340 составляет 3220 ч в год. Следовательно, УЛТЭЦ-2 при работе водоструйного эжектора ЭВ-340 затратит 38 руб. за 1 ч и соответственно 122360 руб. – за год.

Таким образом, затраты на собственные нужды водоподготовки при использовании водоструйного эжектора с учетом затрат на перекачку воды составят 7100 руб/ч.

Экономическим эффектом для УЛТЭЦ-2 является снижение убытков на 30 % при выработке электроэнергии за счет ее высокой себестоимости в летний период, за счет перевода станции в режим без генерации.

4.1.2 Оценка эффективности применения водоструйных эжекторов на тепловых электростанциях

В середине XX века водоструйные эжекторы начали активно применяться в качестве газоотводящих устройств для вакуумных деаэраторов, хотя все же значительно уступали пароструйным, так как пароструйные эжекторы к тому времени были лучше изучены и считались хорошо зарекомендовавшими себя газоотводящими устройствами. Но в настоящее время на многих тепловых электростанциях стараются заменить пароструйные эжекторы на водоструйные по ряду причин: водоструйные эжекторы имеют более низкую стоимость и меньшие габариты, их возможно применять в периоды работы тепловой электростанции без генерации электроэнергии (при отсутствии пара) [1, 69].

Проанализируем эффективность работы водоструйного эжектора ЭВ-340, применяемого на УлТЭЦ-2 [145], путем расчета его коэффициента эжекции u , который зависит от параметров эжектора и является основным показателем водоструйных эжекторов, характеризующих их работу. Значение коэффициента u лежит в довольно широких пределах (от 0,5 до 2,0), но его наиболее устойчивая работа наблюдается при $u = 1$. За основу для расчетов принят режим работы турбоустановки в теплофикационном режиме с вакуумным деаэратором ДВ-800 и паротурбинной установкой Т-185/220-130-2. В качестве исходных данных использованы реальные показатели расходов и давлений с Ульяновской ТЭЦ-2. Расчет выполнен по методике, представленной в [146].

Располагаемый перепад давлений рабочей воды ΔP_P и перепад давлений, создаваемый водоструйным эжектором ΔP_C , кПа, определяют следующим образом:

$$\Delta P_P = P_P - P_H, \quad (4.1.7)$$

где P_P – давление рабочей воды, кПа; P_H – давление инжектируемого воздуха (выпара), кПа;

$$\Delta P_C = P_C - P_H, \quad (4.1.8)$$

где P_c – давление сжатой водовоздушной смеси, кПа.

Максимальный объемный коэффициент эжекции, u , рассчитывается по формуле

$$u = 0,85 \sqrt{\frac{\Delta P_p}{\Delta P_c} - 1} \quad (4.1.9)$$

Зависимость объемного коэффициента эжекции u от $\frac{\Delta P_p}{\Delta P_c}$ для данного водоструйного эжектора (его характеристика) определяется по основному геометрическому параметру эжектора – отношению площади камеры смешения F_1 к площади выходного сечения сопла F_2 :

$$\frac{F_1}{F_2} \approx \frac{\Delta P_p}{\Delta P_c}, \quad (4.1.10)$$

При отсасывании сухого воздуха значение объемного коэффициента эжекции u водоструйного эжектора остается во всем рабочем диапазоне изменения P_H практически постоянным. При этом почти не изменяется расход рабочей воды, постольку объемная производительность водоструйного эжектора в установленном диапазоне остается практически постоянной [76].

Объемный расход паровоздушной смеси V_B , м³/ч:

$$V_B = \frac{G_B \cdot R_B \cdot (t_B + 273,15)}{(P_H - P_H) \cdot 1000}, \quad (4.1.11)$$

где G_B – расход инжектируемого воздуха (выпар деаэратора), кг/ч; R_B – газовая постоянная для выпара деаэратора, Дж/(кг·К); t_B – температура рабочей воды, °С; P_H – давление, соответствующее давлению насыщенного пара при температуре t_B .

Оптимальное значение выходного сечения сопла F_2 , м²:

$$F_2 = \frac{V_p}{0,95 \cdot 3600 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_p \cdot v_p}}, \quad (4.1.12)$$

где v_p – удельный объем рабочей воды, м³/кг, при температуре t_B и давлении P_p , V_p – объемный расход рабочей воды, м³/ч:

$$V_p = \frac{V_B}{u}, \quad (4.1.13)$$

Используя найденное оптимальное значение параметра F_2/F_1 рассчитывается (уточняется) коэффициент эжекции u :

$$u = \sqrt{\frac{\left(\frac{F_2}{F_1} \cdot 1,76 - \frac{\Delta P_c}{\Delta P_p}\right)}{\left(1,07 \cdot \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2\right)} - 1}$$

По результатам расчетов эжектор ЭВ-340 при данных условиях работы имеет коэффициент эжекции $u = 0,957$, т.е. $u \approx 1$. Следовательно, данный эжектор работает в оптимальных условиях и полностью справляется с данной нагрузкой.

4.2 Совершенствование схемы включения узла вакуумной деаэрации на Ульяновской ТЭЦ-2

4.2.1 Проблемы и недостатки действующей схемы включения эжектора ЭВ-340

В настоящее время на Ульяновской ТЭЦ-2 водоструйный эжектор ЭВ-340, который установлен для обеспечения работы вакуумного деаэрата ДВ-800 включен по схеме, приведенной на рисунке 4.2.1. По трубопроводу рабочей воды охлаждающая (рабочая) вода с помощью насоса забирается из бака-газоотделителя и подается в ЭВ-340, и уже отработанная в эжекторе вода снова по трубопроводу рабочей воды сливается в бак-газоотделитель, в котором далее освобождается от воздуха. Таким образом, охлаждающая вода циркулирует по замкнутому контуру.

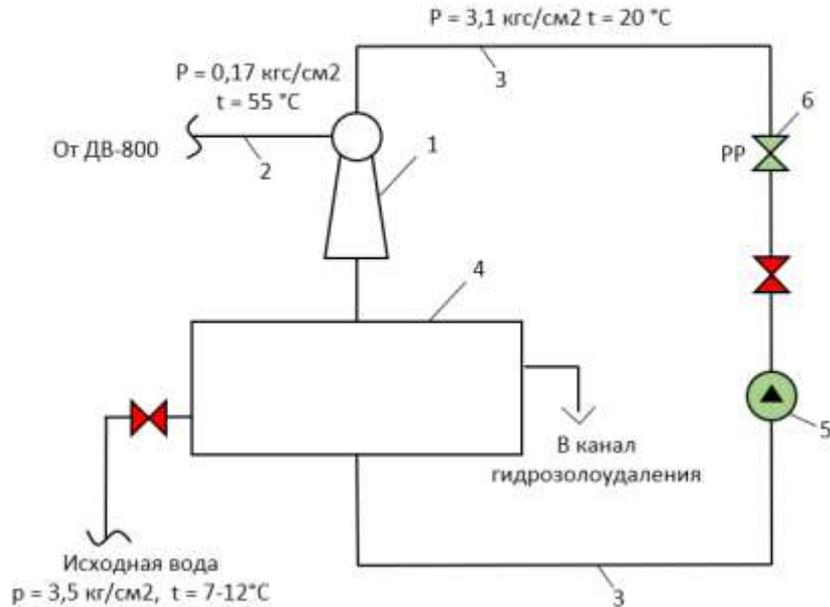


Рисунок 4.2.1 - Действующая схема работы эжектора ЭВ-340:
 1 – водоструйный эжектор ЭВ-340; 2 – трубопровод отвода пара; 3 – трубопровод рабочей воды; 4 – бак-газоотделитель, 5 – насос; 6 – регулятор расхода

Стабильная циркуляция воды обеспечивается за счет насоса марки 1Д-500-63, который был подобран специально под эжектор ЭВ-340.

Отметим, что в действующей схеме (рисунок 4.2.1) часть воды из бака-газоотделителя постоянно удаляется в канал гидрозолоудаления и одновременно с этим заменяется исходной. Данные действия необходимы для предотвращения повышения температуры рабочей воды, обеспечивающей нормальную работу эжектора ЭВ-340, который в свою очередь должен обеспечить нормальную работу вакуумного деаэратора ДВ-800.

Подробнее рассмотрим характеристики эжектора для определения нормальных условий его работы. Водоструйный эжектор ЭВ-340 по своей структуре является струйным насосом, и параметры его работы оцениваются следующей зависимостью: $P_c = f_1(G_n)$, $P_n = f_2(G_n)$ при $P_p = \text{const}$, $t_p = \text{const}$ и $H_c = \text{const}$, где:

- P_c – давление водогазовой смеси на выходе из аппарата, МПа;
- P_n – давление парогазовой смеси в камере аппарата, кПа;

– H_c – высота установки эжектора от сечения выходного патрубка до уровня воды в сливном баке, м.

Характеристики аппарата вида $P_c = f_1(G_H)$, $P_H = f_2(G_H)$ при:

- температуре рабочей воды на входе, $t_p = 15^\circ\text{C}$;
- давлении рабочей воды, $P_p = 0,23\text{ МПа}$;
- высоте установки эжектора над уровнем воды в сливном баке $H_c = 9,5\text{ м}$;
- разных давлениях парогазовой смеси в приемной камере аппарата P_H , представлены на рисунке 4.2.2 [27, 110].

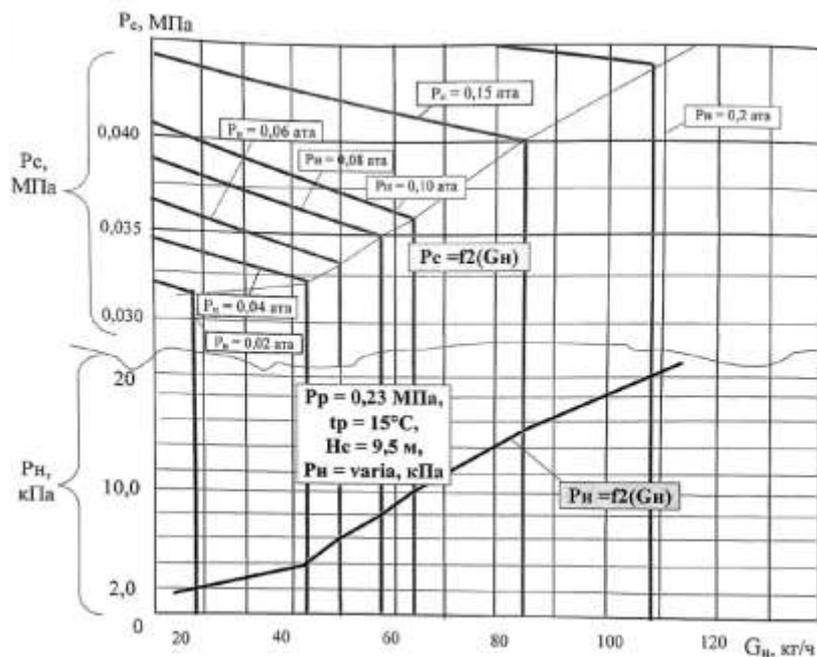


Рисунок 4.2.2 - Характеристики эжектора ЭВ-340

Таблица 4.2.1 - Параметры работы эжектора при различных температурах рабочей воды

$t_p, ^\circ\text{C}$	$P_H, \text{кПа}$	2	4	6	8	10	15	20	25	30
10	$G_H, \text{кг/ч}$	2,3	44	50	57,5	64,8	85,2	109,8	137,2	170,5
15		8	43	49	56,8	63,6	84,5	108,7	133,4	166,1
20		-	42	48,6	55,4	62,4	82,3	107,6	131,9	164,5
25		-	22	48,2	54,5	62,0	81,4	104,3	130,4	159,7
30		-	-	47,0	53,6	60,7	80,5	102,9	128,7	157,7

Как видно из таблицы 4.2.1 температура охлаждающей воды эжектора

ЭВ-340 должна быть в пределах 10 – 30 °С.

В целях исследования данного параметра летом 2022 года на Ульяновской ТЭЦ-2 проводились испытания по определению температуры и расхода исходной воды, подаваемой в бак-газоотделитель. Во время проведения испытаний режим работы деаэратора ДВ-800 оставался неизменным. Результаты испытаний приведены в таблице 4.2.2.

Таблица 4.2.2 - Результаты испытаний

Наименование параметра	Значение	Способ измерения
Температура воды в баке-газоотделителе, °С	37	Показания датчика температуры на панели управления
Уровень воды в баке-газоотделителе, мм	1487	Показания датчика уровня на панели управления
Температура исходной воды, подаваемой на бак-газоотделитель, °С	12	Переносной пирометр
Расход воды на бак-газоотделитель, м ³ /ч	17,03	Переносной накладной ультразвуковой расходомер

Проведенные исследования показали, что фактический расход исходной воды на бак-газоотделитель составляет 17 м³/ч, а температура воды в баке-газоотделителе достигает 37 °С, что превышает допустимое значение температуры рабочей воды эжектора на 7 °С.

Таким образом, недостаток схемы, приведенной на рисунке 4.2.1, заключается в постепенном нагреве охлаждающей воды эжектора уходящими газами по причине ее циркуляции по замкнутому контуру. Отметим, что с повышением температуры охлаждающей воды ЭВ-340 значительно ухудшается вакуум в вакуумном деаэраторе ДВ-800. Также существенным недостатком схемы является сброс рабочей воды из бака-газоотделителя в канал гидрозолоудаления, что ведет к увеличению потерь воды и снижению экономичности работы УлТЭЦ-2 в целом.

4.2.2 Усовершенствованная схема включения эжектора ЭВ-340

На основе недостатков действующей схемы включения эжектора ЭВ-340 предложена и запатентована схема включения водоструйного эжектора [27, 93], приведенная на рисунке 4.2.3.

а в зимнее время года составляет 10 °С - 17 °С. Поэтому температура рабочей воды, поступающей в водоструйный эжектор будет поддерживаться в вышеуказанных пределах.

В первую очередь данное решение применимо для тепловых электростанций, в которых водоструйные эжекторы включены по замкнутой схеме и для охлаждения рабочей воды эжектора эта вода сливается в канал гидрозолоудаления. Соответственно, если сливаемая в канал гидрозолоудаления рабочая вода далее не используется в цикле работы станции, то данная тепловая электростанция имеет дополнительные затраты по водоотведению.

Для оценки экономичности схемы (рисунок 4.2.3) рассчитаем экономию по затратам используемой воды. На Ульяновской ТЭЦ-2 в качестве рабочей воды эжектора ЭВ-340 используется холодная вода питьевого качества. Согласно действующей схеме (рисунок 4.3.1) УлТЭЦ-2 потребляет 17 м³/ч для восполнения потерь в баке-газоотделителе. Также УлТЭЦ-2 несет расходы по водоотведению отработанной в ЭВ-340 воды, которая сливается из бака-газоотделителя в канал гидрозолоудаления также с расходом 17 м³/ч.

В настоящее время период работы ЭВ-340 составляет 133 сут/год. Соответственно затраты УлТЭЦ-2 за данный период $Z_{\text{вода}}$, руб/год, рассчитаем по формуле:

$$Z_{\text{вода}} = (G_{\text{исх.вод}} \cdot C_{\text{х.в.пит}} + G_{\text{водотв}} \cdot C_{\text{водотв}}) \cdot 24 \cdot 133, \quad (4.2.1)$$

где $G_{\text{исх.вод}}$ – расход исходной воды на бак-газоотделитель, м³/ч; $G_{\text{водотв}}$ – расход воды на водоотведение, м³/ч, $G_{\text{исх.вод}} = G_{\text{водотв}} = 17 \text{ м}^3/\text{ч}$; $C_{\text{х.в.пит}} = 24 \text{ руб}/\text{м}^3$ – цена холодной воды питьевого качества по тарифу (для предприятий и организаций на период с 01.12.2022 г по 31.12.2023 г); $C_{\text{водотв}} = 21,43 \text{ руб}/\text{м}^3$ – цена за водоотведение по тарифу (так же для предприятий и организаций).

Таким образом, затраты УлТЭЦ-2 за потребление ХОВ и за водоотведение в результате расчета составят 2 465 213,5 руб/год.

Для реконструкции и модернизации схемы потребуются следующие инвестиции:

- услуги проектной организации $Z_{\text{проект}} = 200\,000$ руб;
- покупка и прокладка трубопроводов и т.д. по оценкам проектной организации составят порядка $Z_{\text{мод.сх}} = 3\,720\,000$ руб;
- покупка материалов (трех задвижек и перемычки между трубопроводом охлаждающей воды и подающим циркуляционным трубопроводом) – около $Z_{\text{мат}} = 350\,000$ руб.

Общие затраты на модернизацию $Z_{\text{общ}}$, руб., рассчитаем по формуле:

$$Z_{\text{общ}} = Z_{\text{мод.сх}} + Z_{\text{проект}} + Z_{\text{мат}}, \quad (4.2.2)$$

Общие затраты на модернизацию составят 4 270 000 руб.

Срок окупаемости усовершенствованной схемы, $O_{\text{схемы}}$, год, без учета ставки дисконтирования рассчитаем по формуле:

$$O_{\text{схемы}} = \frac{Z_{\text{общ}}}{Z_{\text{вода}}}, \quad (4.2.3)$$

Таким образом, срок окупаемости новой схемы без учета ставки дисконтирования составит 1,7 года.

Срока окупаемости рассчитаем путем расчета чистого дисконтированного дохода NPV согласно формуле (2.1.17):

$$NPV = \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+r)^t} \geq I_0$$

Ставку дисконтирования r примем 20 %, капиталовложения составят $I_0 = 4\,270\,000$ руб, CF - денежные поступления в период t , $CF = Z_{\text{вода}} = 2\,465\,213,5$ руб.

Таблица 4.2.3 - Расчет дисконтированных затрат

Год	Расчет дисконтированных денежных поступлений	Результат расчета, руб
1	$\frac{CF_1}{(1+r)^1} = \frac{2\,465\,213,5}{(1+0,2)^1}$	2 054 344,6
2	$\frac{CF_2}{(1+r)^2} = \frac{2\,465\,213,5}{(1+0,2)^2}$	1 711 953,8
3	$\frac{CF_3}{(1+r)^3} = \frac{2\,465\,213,5}{(1+0,2)^3}$	1 426 628,2
Итого:		5 192 926,61

Таким образом, срок окупаемости новой схемы с учетом ставки дисконтирования 20 % составит 2 года 5 месяцев.

4.3 Выводы по четвертой главе

1. Проведена оценка комбинированной работы пароструйных и водоструйных эжекторов на Ульяновской ТЭЦ-2 в результате чего определено, что в зимний период года при работе ТЭЦ в режиме генерации электроэнергии, в качестве газоотводящих устройств для конденсаторов и вакуумных деаэраторов рекомендуется использовать пароструйные эжекторы, а в летний период года, при работе ТЭЦ в режиме водогрейной котельной использовать водоструйные эжекторы. Экономическим эффектом такой модернизации для ТЭЦ является снижение убытков на 30 % при выработке электроэнергии за счет ее высокой себестоимости в летний период, а также за счет перевода станции в режим работы без генерации.

2. Предложена усовершенствованная схема включения водоструйного эжектора в цикл работы ТЭЦ, которая обеспечивает достаточное охлаждение рабочей воды водоструйного эжектора за счет подмешивания данной воды к исходной, которая далее дополнительно охлаждается в градирне. Экономический эффект при реализации данного решения составит 2,5 млн. руб/год со сроком окупаемости 2 года 5 месяцев.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложено и научно обосновано технологическое решение по подогреву сетевой воды выпаром атмосферного деаэрата, позволяющее исключить потери теплоты, удаляемой с выпаром деаэрата в атмосферу и повысить эффективность котельной установки. Оценка экономичности данного решения для деаэраторов, производительностью 15 - 50 м³/ч, показала, что в случае установки подогревателя обратной сетевой воды экономия пара составит 0,17 - 3,5 т/сут (в денежном эквиваленте 170 – 3500 руб/сут). Окупаемость технологии с производительностью деаэрата 50 м³/ч составит от 6 месяцев до 2,5 лет.

2. Разработан программный продукт, позволяющий осуществлять расчет температурных параметров теплообменника и температуры нагрева химически очищенной воды в охладителе выпара с учетом параметров потоков воды при различных фактических значениях удельного расхода выпара.

3. Проведено исследование узла атмосферной деаэрации при работе деаэрата с минимальным расходом выпара. Выявлено, что при подпитке деаэрата только производственным конденсатом с температурой 90 – 97 °С и концентрацией растворенного кислорода, не превышающей нормативного значения для деаэрированной воды, обеспечивается нормативное качество деаэрированной воды при уменьшении расхода выпара вплоть до его полного отсутствия. На основе исследований предложена схема узла атмосферной деаэрации с регулированием отвода выпара, позволяющая снизить расход пара на деаэрат при подпитке деаэрата конденсатом. При среднем показателе возврата конденсата с производства экономия пара для деаэрата производительностью 50 м³/ч достигнет 0,8 т/сут (16 кг/сут·т) со сроком окупаемости 1,5 – 2 года.

4. Разработаны технологические решения в части подогрева добавочной воды перед вакуумным деаэратом добавочной питательной воды котлов на

ТЭЦ, позволяющие снизить потери теплоты в конденсаторе турбины за счет ограничения включения рециркуляции основного конденсата турбины в режимах работы с малым пропуском пара в конденсатор. Реализация каждого из разработанных решений дает годовую экономию условного топлива порядка 930 т/год с выгодой 4,6 млн.руб./год.

5. Экономическим эффектом комбинированной работы пароструйных и водоструйных эжекторов на ТЭЦ является снижение убытков на 30 % при выработке электроэнергии за счет ее высокой себестоимости в летний период, а также за счет перевода станции в режим работы без генерации.

6. Предложено техническое решение в части обеспечения углубления вакуума в вакуумном деаэраторе за счет перераспределения потоков воды и использования охлажденной воды водоструйного эжектора в цикле работы ТЭЦ. Экономический эффект при реализации данного решения составит 2,5 млн. руб/год со сроком окупаемости 2 года 5 месяцев.

Рекомендации, перспективы дальнейшей разработки темы исследования диссертационной работы

Направления исследований диссертационной работы будут продолжены в части создания новых технологических решений по использованию теплоты выпара атмосферных деаэраторов, а также в части совершенствования схем включения газоотводящих аппаратов вакуумных деаэраторов на ТЭЦ на основе патента на изобретение РФ № 2789762.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акользин П.А. Коррозия и защита металла теплоэнергетического оборудования / П.А. Акользин. - М.: Энергоиздат, 1982. - 304.
2. Аронсон К.Э. Модернизация схемы отсоса неконденсирующихся газов из подогревателей сетевой воды теплофикационных турбин / К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, Д.В. Брезгин, Н.В. Желонкин, А.Л. Демидов, Д.Ю. Балакин, Ю.В. Махнев, К.А. Таров // Электрические станции. – 2022. -№ 1092 (7). – С. 9-14.
3. Аронсон К.Э. Парогазотурбинные установки: эжекторы конденсационных установок: учебное пособие для вузов / К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, Д.В. Брезгин, И.Б. Мурманский. – М.: Издательство Юрайт, 2020. – 129 с.
4. АО "САРЭНЕРГОМАШ" [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://sarzem.ru/> дата обращения 23.03.2023 г).
5. Барочкин Е.В. Котельные установки: учебное пособие / Барочкин Е.В., Виноградов В.Н., Барочкин А.Е.; ред. Барочкин Е.В. - М.; Вологда: Инфра-Инженерия, 2021. - 436 с.
6. Бухмиров В.В. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата / В.В. Бухмиров, Д.В. Ракутина, Ю.С. Солнышкова, М.В. Пророкова // ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново, 2014. – 124 с.
7. Бухмиров В.В. Тепловой и гидравлический расчет рекуперативного теплообменного аппарата / В.В. Бухмиров, Д.В. Ракутина, М.В. Родионова, А.К. Гаськов // ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново, 2021. – 164 с.
8. Виноградов В.Н. Исследование интенсивности коррозии трубопроводов возврата конденсата пара ТЭЦ среднего давления с применением кислородометрии / В.Н. Виноградов // Вестник ИГЭУ. - 2013. - № 3. - С. 9-14.
9. Виноградов В.Н. Первичное энергетическое обследование и проблемы водоподготовки котельных [Текст] / Виноградов В.Н., Шатова И.А. // Материалы IV РНТК «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике,

промышленности». 24-25 апреля 2003 г. Ульяновск: УлГТУ. 2003. Том 2. С. 240-243.

10. Вихрев В.Ф. Водоподготовка / В.Ф. Вихрев, М.С. Шкроб. – М.: Энергия. 1973. – 416 с.

11. Волкова Е.Ю. Технологии применения газоотводящих аппаратов вакуумных деаэраторов в котельных/ Е.Ю. Волкова, М.В. Золин // Инженерно-техническое образование и наука ИТОН-2021. Сборник трудов международной научно-практической конференции под общ. ред. И. В. Чистякова. - Новороссийск, 2021. – С. 85.

12. Галустов В.С. Комплексные аппараты в теплоэнергетике / В.С. Галустов // Промышленные и отопительные котельные и мини-ТЭЦ. -2011. - №1 (6). – С. 22-26.

13. Галустов, В.С. Модель процессов водоподготовки в прямоточных распылительных аппаратах / В.С. Галустов, И.Э. Феддер // Теплоэнергетика, 1986. - вып.5.

14. Галустов В.С. О бесколонковых деаэраторах (проблемы и решения) // «Сантехника» № 2. – Москва: Информационно-издательское предприятие «АВОК-ПРЕСС», 2015. – С. 42-45.

15. Галустов В.С. Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике / В.С. Галустов - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 240 с.

16. ГОСТ 16860-88. Деаэраторы термические. Типы, основные параметры, приемка, методы контроля. М.: Изд-во стандартов. 1989. 6 с.

17. Делягин, Г.Н. Теплогенерирующие установки / Г.Н. Делягин, В.И. Лебедев, Б.А. Пермяков - М.: Стройиздат. 1986. - 559 с.

18. Жуков В.П. Системный анализ энергетических теплообменных установок / В.П. Жуков, Е.В. Барочкин - Иваново: ГОУ ВПО «Иван. гос. энерг. ун-т им. В.И. Ленина». – 2009. – 176 с.

19. Журнал о котельном оборудовании [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://kotlotech.ru/deaerator-dsa/> (Дата обращения 18.07.2023 г.)

20. ЗАО «Хюксо» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.hyxo.ru/eurowater/deaeratory/vakuumnyj-deaerator> (дата обращения 03.03.2023 г).

21. Зиганшина С.К. Анализ работы котельных установок ООО «Самараоргсинтез» / С.К. Зиганшина, А.А. Кудинов // Энергетик. 2013. - № 4. - С. 60-62.

22. Зиганшина С.К. Повышение эффективности работы деаэрата перегретой воды центральной отопительной котельной Самарской ГРЭС // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности: шестая междун. науч.-техн. конф. Ульяновск: УлГТУ, 2013. С. 196-200.

23. Зиганшина С.К. Повышение экономичности котельных установок ТЭС и систем теплоснабжения / С.К. Зиганшина, А.А. Кудинов // Теплоэнергетика. 2016. - № 8. - С. 62-66.

24. Зиганшина С.К. Совершенствование работы котельных установок ТЭС путем использования вторичных энергоресурсов: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Казань: КГЭУ, 2006. 20 с.

25. Золин М.В. Оценка экономичности решений по повышению эффективности атмосферной деаэрации в котельных установках / М.В. Золин, О.В. Пазушкина, Д.С. Морозов // Надежность и безопасность энергетики. 2022. – Т. 15, № 4. – С. 240-246.

26. Золин М.В. Оценка минимального сбросного количества выпара термического деаэрата / М.В. Золин, О.В. Пазушкина, А.В. Марченко. XVI Минский международный форум по тепло- и массообмену XVI (г. Минск, 16–19 мая 2022 г): тезисы докладов и сообщений [Электронный ресурс] – Электр. текст. данные. Минск, 2022. – 207-211 с.

27. Золин М.В. Совершенствование схемы включения водоструйного эжектора в цикл работы ТЭЦ / М.В. Золин, О.В. Пазушкина, П.И. Калабановский // Надежность и безопасность энергетики. 2023. – Т.16, № 1. – С. 27-33.

28. Золин М.В. Способы включения газоотводящих аппаратов вакуумных деаэрационных установок / М.В. Золин, О.В. Пазушкина // «Развитие методов

прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетики»: I Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием (г. Ульяновск, 06-07 октября 2021): сборник трудов конференции [Электронный ресурс] – Электр. текст. данные. Ульяновск: УлГТУ, 2021. – 120-123 с.

29. Золин М.В. Схема включения вакуумного деаэрата в систему регенерации турбин / М.В. Золин, О.В. Пазушкина // Теплоэнергетика. Пятнадцатая всероссийская (седьмая международная) научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых: материалы конференции. ЭНЕРГИЯ-2020. Т. 1. – Иваново, 07-10 апреля 2020 г. – С.10.

30. «Кингисеппский машиностроительный завод» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.kmz1.ru/produkti/vodostruynye-ezhektor-vezh/> (Дата обращения 18.07.2023 г.)

31. Комплектация промышленных котельных, тепловых пунктов, систем тепловодоснабжения, теплоэнергетическое оборудование - REMENERGO. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://remenergo.pro/> (дата обращения 05.11.2023 г).

32. Котельное оборудование и металлоконструкции [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://dlyakotlov.ru/> (дата обращения 15.03.2022 г).

33. Кудинов А.А. Энергосбережение в котельных установках ТЭС и систем теплоснабжения / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина. – М.: Инфра-М., 2016. – 320 с.

34. Кудинов А.А. Повышение надежности оборудования систем теплоснабжения путем использования вакуумно-кавитационного способа деаэрации воды / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина // Надежность и безопасность энергетики, 2014. – № 1(24). – С.44-48.

35. Кудинов А.А. Вакуумно-кавитационный деаэратор Самарской ГРЭС / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина // Вестник СГАСУ. Градостроительство и архитектура, 2014. – №3(16). – С. 96-102.

36. Кудинов А.А. Исследование режимов работы вакуумно-кавитационных деаэраторов Самарской ГРЭС / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, Н.В. Борисова [и др.] // Электрические станции, 2011. – №2. – С.38-42.

37. Кудинов А.А. Оценка эффективности и модернизация вакуумных деаэраторов сетевой воды Самарской ГРЭС / А.А. Кудинов, Д.В. Обухов, С.К. Зиганшина // Теплоэнергетика, 2010. – №8. – С.31-34.

38. Кудинов А.А. Разработка и исследование опытного вакуумно-кавитационного деаэратора / А.А. Кудинов, Г.И. Шамшурина, Н.В. Борисова // Энергетик, 2009. – №10. – С.29-31.

39. Кутателадзе С.С. Теплопередача при конденсации и кипении / С.С. Кутателадзе. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Гос. научно-техн. изд-во машиностроит. литер., 1952. – 231 с.

40. Кутателадзе С.С. Гидравлика газо-жидкостных систем / С.С. Кутателадзе, М.А. Стырикович. – М.: Гос. энергетич. изд-во, 1958. – 232 с.

41. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. – Новосибирск: Наука (СО), 1970. – 660 с.

42. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие / С.С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.

43. Кутателадзе С.С. Нагрев и деаэрация воды при непосредственном смешении ее с паром / С.С. Кутателадзе, В.А. Зысин // За новое советское энергооборудование. – Л., 1939. – С. 86-124.

44. Лаптев А.Г. Эффективность очистки воды от растворенных газов при слабом и сильном взаимодействии фаз в пленочных аппаратах / А.Г. Лаптев, Е.А. Лаптева, Г.К. Шагиева // Теплоэнергетика, 2018. №4. С. 65–71.

45. Ледуховский Г.В. Деаэрационные установки тепловых электрических станций / Г.В. Ледуховский, В.В. Зиновьева, С.Д. Горшенин. - Иваново, 2021. - 116с.

46. Ледуховский Г.В. Повышение эффективности технологических систем ТЭС с применением кавитационных деаэрационных устройств / Г.В. Ледуховский, Ю.Е. Барочкин, В.Н. Виноградов, А.Е. Барочкин // Вестник ИГЭУ. - 2018 - № 8. - С. 5-13.

47. Ледуховский Г.В. Реконструкция атмосферных струйных деаэраторов с применением кавитационных деаэрационных устройств «АВАКС» /

Г.В. Ледуховский, В.Н. Виноградов, И.А. Шатова // Вестник ИГЭУ. - 2014. - № 6. - С. 5–10.

48. Ледуховский Г.В. Совершенствование технологии десорбции кислорода в струйно-барботажных деаэраторах атмосферного давления: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Ледуховский Григорий Васильевич. – Иваново, 2008. – 226 с. – Библиогр.: с. 182-193.

49. Малинина О.В. Исследование влияния расхода пара и способов его утилизации на эффективность термической деаэрации воды: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Малинина Ольга Владимировна. – Ульяновск, 2004. – 150 с. – Библиогр.: с. 135-148.

50. Малинина О.В. Технологии транспорта и утилизации пара термических деаэраторов // Проблемы энергетики. – 2004. -№3-4. -С. 100-111.

51. Морозов Д.С. Способ регулирования подачи пара в атмосферный деаэратор / Д.С. Морозов, М.В. Золин, О.В. Пазушкина // «Проблемы и перспективы развития энергетики, электротехники и энергоэффективности»: Материалы VI Международной научно-технической конференции (Чебоксары, 24-25 ноября 2022): сборник трудов конференции [Электронный ресурс] – Электр. текст. данные. Чебоксары: ЧГУ, 2022. – 105-108 с.

52. Морозов Д.С. Эффективное применение пара деаэратора для первой ступени отопления / Д.С. Морозов, М.В. Золин // Инженерно-техническое образование и наука ИТОН-2021. Сборник трудов международной научно-практической конференции под общ. ред. И. В. Чистякова. - Новороссийск, 2021. – С. 96.

53. Мошкарин А.В. Экспериментальное исследование и моделирование технологических процессов атмосферной струйно-барботажной деаэрации воды / А.В. Мошкарин, В.Н. Виноградов, Г.В. Ледуховский // Теплоэнергетика. -2010. - №8. - С. 21–25.

54. Мошкарин А.В. Деаэрационная установка двойного назначения на основе центробежно-вихревых деаэраторов / А.В. Мошкарин, Г.В. Ледуховский,

В.Н. Виноградов, Б.А. Зимин, Е.Н. Топоров, И.А. Борисов // «Вестник ИГЭУ» № 4. – Иваново: ИГЭУ, 2009. -С.8-11.

55. Насос и насосное оборудование [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.hms-livgidromash.ru/catalog/nasosy/ks/ks_50_55_2_model_35724.html. (Дата обращения: 08.08.2023 г.)

56. НПО «ЭНЕРГОМАШАВТОМАТИКА» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.nproema.ru/> (дата обращения 15.01.2022 г).

57. Обухов Д.В. Совершенствование технологий очистки воды от коррозионно-активных газов на тепловых электрических станциях: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Обухов Дмитрий Владимирович. - Казань, 2010. - 185 с. – Библиогр.: с. 163-177.

58. ОГК «Газовик», Саратов. Деаэраторы атмосферные ICI DEG [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://gazovik-teplo.ru/cat2/dearator/deaeratory_atmosfernye_ici_deg.html (дата обращения 18.02.2023 г).

59. Оликер, И.И. Деаэраторы и блочные деаэрационно-питательные установки для малой энергетики / И.И. Оликер, В.А. Пермяков // Водоподготовка, водный режим и химконтроль на паросиловых установках. – М.: Энергия, 1966 – Вып. 2.

60. Оликер, И.И. Исследование процесса термической деаэрации воды под вакуумом при барботаже водяным паром: дис. ... канд. техн. наук: 0305 / Оликер Исай Иосифович. – Москва, 1964. – 218 с. – Библиогр.: с. 201-216.

61. Оликер, И.И. Исследование работы термического деаэратора повышенно давления с барботажным устройством ЦКТИ / И.И. Оликер, В.А. Пермяков, Ю.Л. Тоц // Теплоэнергетика, 1966. – № 12.

62. Оликер, И.И. Работа термического деаэратора атмосферного давления с барботажным устройством ЦКТИ / И.И. Оликер, В.А. Пермяков, Н.М. Бранч // Теплоэнергетика, 1965. – № 9.

63. Оликер, И.И. Термическая деаэрация воды в отопительно-производственных котельных и тепловых сетях / И.И. Оликер. - Л.: Стройиздат, 1972. - 137 с.

64. Оликер И.И., Пермяков В.А. Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях / И.И. Оликер, В.А. Пермяков - Л.: Изд-во «Энергия», 1971. – 185 с.

65. Оликер, И.И. Удаление аммиака из воды при паровом барботаже / И.И. Оликер // Теплоэнергетика, 1968. – № 6.

66. ООО Армикс [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.armatyra.org/product/9512/>. (Дата обращения 18.07.2023 г.)

67. ООО «НПО "КСК» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://ksks.ru/themainproducts/ejectors/> (Дата обращения 18.07.2023 г.)

68. ООО «ПРОМЭНЕРГОМАШ». Насос КС 50-55 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://prenmash.ru/product/nasos-ks-50-55/>. (Дата обращения: 08.08.2021 г.)

69. Осинцев К.В. Многокритериальное моделирование процессов и конструкции камеры смешения пароструйного эжектора конденсационной турбины / К.В. Осинцев, А.А. Алабугин, М.С. Алексеева // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Энергетика. – 2020. – Т.20 № 3. – С. 5-16.

70. Пазушкина О.В. Анализ систем водоподготовки на котельной промышленного предприятия г. Ульяновска / О.В. Пазушкина, М.В. Золин, И.А. Силкин // «Энергоэффективные технологии в строительстве, энергетике и жилищно-коммунальном хозяйстве»: Сборник научных трудов II научно-технической конференции студентов и аспирантов с международным участием (Ульяновск, 30 сентября 2022): сборник трудов конференции. [Электронный ресурс] – Электр. текст. данные. Ульяновск: УлГТУ, 2022. – 133-139 с.

71. Пазушкина О.В. Анализ работы деаэрационных устройств на производственной котельной. Известия высших учебных заведений /

О.В. Пазушкина, М.В. Золин, И.А. Силкин // ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2022. Т.24. № 1. С.99-113.

72. Пазушкина О.В. Использование теплоты выпара деаэрата для дополнительного подогрева обратной сетевой воды в котельных установках / О.В. Пазушкина, М.В. Золин, Д.С. Морозов // Надежность и безопасность энергетики. 2022. – Т. 15, №3. – С. 158-165.

73. Пазушкина О.В. Комбинированное применение эжекторов в вакуумных деаэрационных установках / О.В. Пазушкина, М.В. Золин // Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (XXI Бенардосовские чтения). Материалы международной научно-технической конференции. Том II. - Иваново, 02-04 июня 2021. – С. 83-86.

74. Пазушкина О.В. Оценка массообменной эффективности термического деаэрата / О.В. Пазушкина, М.В. Золин // Материалы Восьмой Российской национальной конференции по теплообмену. Материалы конференции. В 2-х томах. Том 1. - Москва, 17-22 октября 2022. С. 383-384.

75. Пазушкина, О.В. Оценка модернизации включения газоотводящих аппаратов вакуумных деаэраторов / О.В. Пазушкина, М.В. Золин // Труды Академэнерго. – 2020. – № 3 (60). – С. 60-73.

76. Пазушкина О.В. Оценка эффективности применения водоструйных эжекторов на тепловых электростанциях / О.В. Пазушкина, М.В. Золин // Промышленная энергетика. – 2021. - № 3. – С. 34–38.

77. Пазушкина О.В. Применение выпара атмосферного деаэрата в отопительных котельных / О.В. Пазушкина, Д.С. Морозов, М.В. Золин // Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (XXI Бенардосовские чтения). Материалы международной научно-технической конференции. Том II. - Иваново, 02-04 июня 2021. – С. 347-350.

78. Пазушкина О.В. Применение системы дополнительного подогрева обратной сетевой воды в котельных установках / О.В. Пазушкина, М.В. Золин // «Развитие методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетики»: II Всероссийская научно-техническая конференция с

международным участием (Ульяновск, 5-7 октября 2022): сборник трудов конференции [Электронный ресурс] – Электр. текст. данные. Ульяновск: УлГТУ, 2022. – 115-119 с.

79. Пазушкина О.В. Применение экономически эффективной технологии подогрева обратной сетевой воды в котельных установках / О.В. Пазушкина, М.В. Золин, Д.С. Морозов // Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции. Сборник докладов VIII Всероссийской научно-технической конференции, посвященной столетию МИСИ-МГСУ. - Москва, 12 ноября 2020. – С. 154-158.

80. Пазушкина О.В. Способы включения узла вакуумной деаэрации в цикл работы ТЭЦ / О.В. Пазушкина, М.В. Золин // Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса. Материалы XVI Международной научно-технической конференции «Совершенствование энергетических систем и теплоэнергетических комплексов». Выпуск 11. - Саратов, 11-13 октября 2022. С. 170-175.

81. Пазушкина О.В. Сравнение работы пароструйного и водоструйного эжектора на тепловой электростанции / О.В. Пазушкина, М.В. Золин // «Энергоэффективные технологии в строительстве, энергетике и жилищно-коммунальном хозяйстве»: I Научно-техническая конференция студентов и аспирантов с международным участием (г. Ульяновск, 1 июня 2022 г.): сборник трудов конференции [Электронный ресурс] - Электр. текст. данные. Ульяновск: УлГТУ, 2021. – 87-92 с.

82. Пазушкина О.В. Ступенчатое регулирование подачи пара в атмосферный деаэратор / О.В. Пазушкина, Д.С. Морозов, М.В. Золин // «Энергосбережение и инновационные технологии в топливно-энергетическом комплексе»: Материалы Национальной с международным участием научно-практической конференции студентов, аспирантов, ученых и специалистов. В 2-х томах (Тюмень, 20 – 22 декабря 2022): сборник трудов конференции. Т.1. [Электронный ресурс] – Электр. текст. данные. Тюмень: ТИУ, 2022. – 207-210 с.

83. Пазушкина О.В. Экономия подачи пара за счет дополнительного подогрева обратной сетевой воды / О.В. Пазушкина, М.В. Золин, Д.С. Морозов // Инженерно-техническое образование и наука ИТОН-2021. Сборник трудов международной научно-практической конференции под общ. ред. И. В. Чистякова. - Новороссийск, 2021. – С. 72-74.

84. Пазушкина О.В. Эксплуатация деаэрационных аппаратов в цикле водоподготовки на теплоисточниках / О.В. Пазушкина, М.В. Золин // Энергосбережение и водоподготовка. – 2021. - № 5 (133). – С. 4-12.

85. Пазушкина О.В. Экспериментальное исследование путей повышения эффективности термической деаэрации в котельной / О.В. Пазушкина, М.В. Золин, Д.С. Морозов // «Энергоэффективные технологии в строительстве, энергетике и жилищно-коммунальном хозяйстве»: Сборник научных трудов II научно-технической конференции студентов и аспирантов с международным участием (Ульяновск, 30 сентября 2022): сборник трудов конференции. [Электронный ресурс] – Электр. текст. данные. Ульяновск: УлГТУ, 2022. – 105-109 с.

86. Пазушкина О.В. Эффективные технологии осуществления процесса деаэрации воды на теплоисточниках / О.В. Пазушкина, М.В. Золин // «Развитие методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетике»: I Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием (г. Ульяновск, 06-07 октября 2021): сборник трудов конференции [Электронный ресурс] – Электр. текст. данные. Ульяновск: УлГТУ, 2021. – 115-119 с.

87. Пазушкин П.Б. Расчет энергетической эффективности технологий подготовки воды на ТЭЦ / В.И. Шарапов, П.Б. Пазушкин, Д.В. Цюра, Е.В. Макарова. - Ульяновск : УлГТУ, 2003. - 119 с.

88. Пазушкин П.Б. Совершенствование схем подогрева потоков подпиточной воды систем теплоснабжения в теплофикационных паротурбинных установках: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Пазушкин Павел Борисович. - Ульяновск, 2005. - 206 с. – Библиогр.: с. 159-176.

89. Патент № 2147559. Российская Федерация, МПК С 02 F 1/20. Вакуумная деаэрационная установка / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра; заявитель и патентообладатель Ульян. гос. техн. ун.-т. – № 99105111; заяв. 16.03.99; опубл. 20.04.2000 // Бюл. № 11.

90. Патент № 193151. Российская Федерация, МПК С 02 F 1/20 Деаэратор / В.И. Шарапов, М.В. Золин, О.В. Пазушкина, А.С. Темников; заявитель и патентообладатель Ульян. гос. техн. ун.-т. – № 2019112171; заяв. 22.04.2019; опубл. 15.10.2019 // Бюл. № 29.

91. Патент № 2174182. Российская Федерация, МПК F 01 K 1/02. Способ работы тепловой электрической станции / В.И. Шарапов, Е.В. Макарова; заявитель и патентообладатель Ульян. гос. техн. ун.-т. – № 2000114939; заяв. 09.06.2000; опубл. 27.09.2001 // Бюл. № 27.

92. Патент № 183168. Российская Федерация, МПК С 02 F 1/20 Узел вакуумной деаэрации добавочной питательной воды котлов теплоэнергетической установки / В.И. Шарапов, М.В. Золин, Е.В. Мингараева (Кудрявцева), О.В. Пазушкина; заявитель и патентообладатель Ульян. гос. техн. ун.-т. – № 2018120258; заяв. 31.05.2018; опубл. 12.09.2018// Бюл. № 26.

93. Патент № 2789762. Российская Федерация, МПК С 02 F 1/20 Узел вакуумной деаэрации / О.В. Пазушкина, М.В. Золин, М.М. Замалеев, П.И. Калабановский; заявитель и патентообладатель Ульян. гос. техн. ун.-т. – № 2022112815; заяв. 12.05.2022; опубл. 09.02.2023// Бюл. № 4.

94. Подчернин Д.П. Сравнение различных систем деаэрации и особенности их внедрения / Д.П. Подчернин // Новости теплоснабжения. 2017. - № 2 (198).

95. Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок [Текст] / Под ред. Бродова Ю.М. – Екатеринбург, 2004. – 464 с.

96. Промышленное Энергооборудование. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://kes-ur.ru/store/10000138/10000586/10000588/deaerator-vakuumnyu-dv-5-deaerator-vakuumnyu-dsv-9/>. (Дата обращения: 18.07.2023 г.)

97. Разинков А.А. Характеристики вакуумно-атмосферной деаэрационной установки на базе деаэраторов "ДСА" и "АВАКС" / А.А. Разинков, А.Ю. Петухова, Г.В. Ледуховский // Ресурсо-энергосбережение и эколого-энергетическая безопасность промышленных городов, Пятая Всероссийская научно-практическая конференция, г. Волжский, 23-26 сентября 2014 г. / Сборник материалов конференции. Волжский: Филиал МЭИ в г. Волжском. - 2014. 182 с. С. 132-137.

98. РТМ 108.030.21-78. Расчет и проектирование термических деаэраторов. Расчет и проектирование термических деаэраторов / В.А. Пермяков [и др.]. – Л.: НПО ЦКТИ, 1979. – 130 с.

99. РД 34.30.402-94. Методические указания по испытаниям, выбору, производительности, наладке и эксплуатации водоструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин тепловых электростанций.

100. Резервуарное оборудование для нефтяных, газовых и химических объектов. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://tdsarrz.ru/> (дата обращения 05.11.2023 г).

101. Росляков А.Н. Расчетно-экспериментальное исследование десорбции растворенного кислорода в центробежно-вихревом деаэраторе: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14. / Росляков Антон Николаевич. – Иваново, 2015. – 146 с. – Библиогр.: с. 131-143.

102. Ротов П.В. Особенности регулирования нагрузки систем теплоснабжения в переходный период / П.В. Ротов, В.И. Шарапов // Энергосбережение и водоподготовка. - 2010. - №2. - С. 25–28.

103. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021613479. Расчет минимального удельного расхода выпара / О.В. Пазушкина, В.С. Врясов (РФ). - № 2021612427; заявл. 25.02.2021.; опубл. 09.03.2021 г.

104. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023682170. Расчет температурных показателей и экономии пара при атмосферной деаэрации / М.В. Золин, О.В. Пазушкина, Д.С. Морозов (РФ). – № 2023680652; заявл. 10.10.2023 г.; опубл. 23.10.2023 г.

105. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети / Е.Я. Соколов. - М.: Издательство МЭИ, 2001. - 472 с.
106. Соколов Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
107. Теплоэнергетика и теплотехника [Текст]: в 3 кн. Кн. 1. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы: Справочник / Под общ. ред. чл.-корр. РАН Клименко А.В. и проф. Зорина В.М. – 3-е изд., перераб. – М.: Изд-во МЭИ, 1999. – 528 с.
108. Теплотех-Комплект [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ttk.ru/Deaerator_DSA_75-25.htm. (Дата обращения 18.07.2023 г.)
109. Техническое руководство ICI Caldaine. Атмосферный деаэратор DEG [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://www.icicaldaie.com/ru/Каталог/gamma/GAM/MOD_DEG_WEB (дата обращения 02.03.2023 г).
110. Типовые конструкции и детали зданий и сооружений. Серия 5.903-3 Вакуумные деаэраторы и водоструйные эжекторы. Выпуск 0. Технические характеристики и данные для подбора.
111. Типовая энергетическая характеристика турбоагрегата Т-100/120-130. - М. : Союзтехэнерго, 1984.
112. ТМТ-106063. Тепловые расчеты турбоустановки Т-100-130. - Свердловск : ТМЗ, 1963.
113. Труб И.А. Вакуумные деаэраторы / И.А. Труб, О.П. Литвин. - М.: Энергия, 1967. - 99 с.
114. Феткуллов М.Р. Управление процессами тепломассообмена в термических деаэраторах по нескольким регулирующим и регулируемым параметрам / М.Р. Феткуллов, Д.В. Цюра, В.И. Шарапов // Материалы V Минского Международного форума по тепло- и массообмену. Т. 2. Минск: НАНБ. 2004. С. 324-326.

115. Феткулов, М.Р. Совершенствование технологий термической деаэрации воды тепловых электрических станций: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Феткулов Марат Рифатович. – Казань, 2005. – 20 с.

116. Цюра, Д.В. Разработка высокоэффективных технологий термической деаэрации воды в теплоэнергетических установках: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Цюра Дарья Валентиновна. – Ульяновск, 2002. – 145 с. – Библиогр.: с. 128-143.

117. Цюра, Д.В. Регулирование расхода выпара термических деаэраторов / Д.В. Цюра, О.В. Малинина, В.И. Шарапов // Матер. Четвертой Российской науч.-техн. конф. «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности». – Ульяновск.: Ульян. гос. техн. ун-т, 2003. – с. 279-282.

118. Шарапов В.И. Актуальные проблемы использования вакуумных деаэраторов в открытых системах теплоснабжения / В.И. Шарапов // Теплоэнергетика. - 1994. - №8. - С. 53–57.

119. Шарапов В.И. Вакуумная деаэрация воды для систем теплоснабжения / В.И. Шарапов // Водоочистка. 2007. № 1. С. 61-64.

120. Шарапов, В.И. Влияние расхода выпара на массообмен в термических деаэраторах / В.И. Шарапов, О.В. Малинина, Д.В. Цюра // Матер. Четвертой Российской науч.-техн. конф. «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности». – Ульяновск.: Ульян. гос. техн. ун-т, 2003.

121. Шарапов В.И. Деаэрация добавочной питательной воды котлов ТЭЦ / В.И. Шарапов, Е.В. Макарова // Проблемы энергетики. Известия вузов. 2002. № 9-10. С. 31-42.

122. Шарапов В.И. Деаэрация воды в теплогенерирующих установках малой мощности / В.И. Шарапов // М.: Новости теплоснабжения. 2007. - №.5. - С. 16-22.

123. Шарапов В.И. Деаэрация воды в теплоэнергетических установках, не имеющих источников пара / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева // Энергетик 2017. - № 8. – С. 52-54.

124. Шарапов В.И. Защита от коррозии тракта питательной воды ТЭЦ / В.И. Шарапов, Е.В. Макарова // Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 208 с.

125. Шарапов В.И. Исследование и разработка технологий термической деаэрации воды на теплоисточниках/ В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина // Труды Академэнерго. – 2008. – № 1. С. 84-98.

126. Шарапов В.И. Массообмен и гидродинамика деаэраторов ТЭС при использовании в качестве десорбирующей среды природного газа / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева), О.В. Пазушкина // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. - 2017. - Т.9 № 1-2. - С. 86-94.

127. Шарапов В.И. Методика выбора газоотводящих аппаратов вакуумных деаэрационных установок/ В.И. Шарапов, О.В. Малинина (Пазушкина) // Промышленная энергетика. – 2002. – № 9. – С. 37-40.

128. Шарапов В.И. Методика оценки энергетической эффективности структурных изменений в тепловых схемах ТЭС / В.И. Шарапов // Труды Академэнерго. - 2015. - №2. - С. 27–37.

129. Шарапов В.И. Низкотемпературная деаэрация воды в теплоэнергетических установках / В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, Е.В. Мингараева; Ульянов. гос. техн. ун-т. Ульяновск: УлГТУ, 2020. 202 с.

130. Шарапов В.И. Об энергетической эффективности управления деаэраторами ТЭЦ по нескольким параметрам / В.И. Шарапов, М.Р. Феткуллов, Д.В. Цюра // Проблемы энергетики. Известия вузов. - 2005. - № 3-4. - С. 46-54.

131. Шарапов В.И. О выпаре термических деаэраторов, как факторе их энергетической эффективности // Электрические станции. – 2019. - № 12. – С. 14-19.

132. Шарапов В.И. О подогреве подпиточной воды теплосети основным конденсатом турбины / В.И. Шарапов, А.В. Кузьмин // Проблемы энергетики. Известия вузов. - 2012. - № 3-4. - С. 3-13.

133. Шарапов В.И. О предотвращении внутренней коррозии теплосети в закрытых системах теплоснабжения // Теплоэнергетика, 1998. №4. С. 16–19.

134. Шарапов, В.И. О предельной массообменной и энергетической эффективности термических деаэраторов / В.И. Шарапов, О.В. Малинина // Промышленная теплоэнергетика. – 2002. – № 9.

135. Шарапов, В.И. О предельной массообменной и энергетической эффективности термических деаэраторов / В.И. Шарапов, О.В. Малинина, Д.В. Цюра // Энергосбережение и водоподготовка. – 2003. – № 2.
136. Шарапов В.И. О регулировании термических деаэраторов / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра // Электрические станции. - 2000. - №7. - С. 21–24.
137. Шарапов В.И. Определение теоретически необходимого количества выпара термических деаэраторов / В.И. Шарапов, О.В. Малинина // Теплоэнергетика. 2004. № 4. С. 63-66.
138. Шарапов, В.И. Противокоррозионная обработка подпиточной воды котлов и тепловых сетей / В.И. Шарапов. – Саратов: Изд-во Саратовск. ун-та, 1992. – 195 с.
139. Шарапов, В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов / В.И. Шарапов. – М.: Энергоатомиздат, 1996. – 176 с.
140. Шарапов В.И. Термические деаэраторы / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра // Ульяновск: УлГТУ. 2003. 560 с.
141. Шарапов В.И. Технологии отвода и утилизации выпара термических деаэраторов / В.И. Шарапов, О.В. Малинина // Ульяновск: УлГТУ. 2004. 180 с.
142. Шарапов, В.И. Технологии управления термическими деаэраторами / В.И. Шарапов, М.Р. Феткулов, Д.В. Цюра. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 268 с.
143. Шарапов В.И. Энергоэффективная схема включения вакуумного деаэратора в систему регенерации теплофикационной турбоустановки / В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, М.В. Золин // С.О.К. – 2019. - № 6 (210). - С. 36-39.
144. Шемпелев А.Г. Разработка, исследование и реализация методов повышения эффективности оборудования технологических подсистем теплофикационных паротурбинных установок: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.12 / Шемпелев Александр Георгиевич. - Киров, 2011. - 379 с. – Библиогр.: с. 331-356.
145. Aronson K.E. Analysis of experimental characteristics of multistage steam-jet electors of steam turbines. K.E. Aronson, A.Y. Ryabchikov, Y.M. Brodov,

D.V. Brezgin, N.V. Zhelonkin, I.B. Murmanskii / Thermal Engineering. – 2017. Vol. 64, No. 2. – PP. 104-110.

146. Aronson K.E. Functioning efficiency of intermediate coolers of multistage steam-jet ejectors of steam turbines. K.E. Aronson, A.Y. Ryabchikov, Y.M. Brodov, N.V. Zhelonkin, I.B. Murmanskii / Thermal Engineering. – 2017. Vol. 64, No. 3, PP. 170-175.

147. Bulloch J.H. In-service corrosion potential measurements in a series of feedwater deaerator systems in small peat-fired steam raising units / J. H. Bulloch, E. Rochford // International Journal of Pressure Vessels and Piping. – 1997. – Vol.73.- № 3. – PP. 211-227.

148. EUROWARE [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.eurowater.com/ru> (дата обращения 10.03.2023 г).

149. Eurowater Wasseraufbereitung GmbH, Hamburg, Deutschland [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.wlw.de/de/firma/eurowater-wasseraufbereitung-gmbh-346176>. (Дата обращения: 15.10.2023 г.)

150. Karagianni M. The effect of deaeration on the surface tension of water and some other liquids / M. Karagianni, A. Avranas // Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects. – 2009. – Vol.335.- № 1-3. – PP. 168-173.

151. Ledukhovsky G.V. Modeling the dissolved oxygen desorption when superheated water enters the rarefaction zone / G.V. Ledukhovsky, V.P. Zhukov, Y.E. Barochkin, E.V. Barochkin // Thermal engineering. – 2021. Vol. 68. No. 7, PP. 570-576.

152. Leduhovsky, G.V. Modeling The Water Decarbonization Processes in Atmospheric Deaerators / G.V. Leduhovsky // Thermal engineering. - 2017. Vol. 64. No. 2, PP. 127-133.

153. Malik A. Effect of Deaeration and Sodium Sulfite Addition to MSF Make-up Water on Corrosion of Evaporator and Heat Exchanger Materials / A.U. Malik, P.C. Mayan Kutty, N.A. Siddiqi Doub [et all] // Journal of King Saud University - Engineering Sciences. – 1996. – Vol.8.- № 1. – PP. 21-35.

154. Mayr F. Kesselbetriebstechnik, V.: Dr. Ingo Resch, 10. Auflage. 2003. Seite 392.

155. Orlov M.E. About the results of experimental study performed on a «decarbonizer- vacuum deaerator» system / M.E. Orlov, V.I. Sharapov // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019.

156. Pazushkina O.V. Analysis and optimization of the operation of deaeration devices on heat sources / O.V. Pazushkina, M.V. Zolin // Proceedings of the 2023 5th International Youth Conference on Radio Electronics, Electrical and Power Engineering (REEPE), Moscow, Russian Federation, 2023, PP. 1-6.

157. Reddy L.R. Numerical investigation of ejectors for ejector refrigeration system / International Journal of Innovative Science and Research Technology. – 2018. Vol. 3, No. 5, PP. 66 – 171.

158. Sharapov S. Analysis of the possibility of using R718 for a heat pump of a heating system based on a liquid-vapor ejector. S. Sharapov, D. Husiev, V. Kozin, V. Baha, V. Panchenko / Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2020. Vol. 6. No. 8, PP. 39-44.

159. Sharapov V.I. Degassing of water with exhaust gases of the boiler / V.I. Sharapov, R.I. Kamalova // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019.

160. Sharapov V.I. Energy-Effective Method for Low-Temperature Deaeration of Make-up Water on the Heating Supply System of Heat Power Plants / V.I. Sharapov, O.V. Pazushkina, E.V. Kudryavtseva // Thermal Engineering. - 2016. - Vol. 63. No. 1. - PP. 56-60.

161. Sharapov V.I. Energy Efficiency of Low-Temperature Deaeration of Makeup Water for a District Heating System / V.I. Sharapov, E.V. Kudryavtseva // Power Technology and Engineering. - 2016. - Vol. 50. No. 2. - PP. 204-207.

162. Sharapov V.I. The vapor of thermal deaerators as a factor of their energy efficiency / V.I. Sharapov // Power Technology and Engineering. – 2020. No. 1, PP. 96-100.

163. Sharapov V.I. The water thermal deaeration processes management technologies / V.I. Sharapov, D.V. Tsyura // Russian national symposium on power engineering. Kazan: KSPEU. -2001.

164. Sharapov V.I. Hydrodynamics and mass transfer deaeration of water on thermal power plants when used natural gas as a desorbing agent / V.I. Sharapov, E.V. Kudryavtseva (Mingaraeva) // Journal of Physics: Conference Series. - 2017.

165. Sharapov V.I. Methods for Monitoring the Vacuum Seals of Turbine Systems and Vacuum Deaerators / V.I. Sharapov, M.M. Zamaleev, E.V. Kudryavtseva // Power Technology and Engineering. - 2015. - Vol. 49, No. 4. -PP. 287-290.

166. Stork [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.stork.com/en> (дата обращения 12.03.2023 г).

167. Sumardi S. Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System (ANFIS) for Controlling Level and Pressure on Deaerator / S. Sumardi, M.A. Riyadi, L.N. Aprivirly // TEKNIK. – 2019. Vol. 40. No. 2, PP. 77-83.

168. Zangeneh Sh. Failure investigation of a deaerating feed-water heater in a power plant / Sh. Zangeneh, R. Bakhtiari // Engineering Failure Analysis. – 2019. – Vol.101. – PP. 145-156.

169. Zongming G. Effects of Deaeration Methods on Dissolution Testing in Aqueous Media: A Study Using a Total Dissolved Gas Pressure Meter / G. Zongming, T.W. Moore, W.H. Doub [et all] // Journal of Pharmaceutical Sciences. – 2006. – Vol. 95.- № 7. – PP. 1606-1613.

170. WasserBauGesellschaft Kulmbach mbH. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.wbg-kulmbach.de>. (Дата обращения: 15.10.2023 г.).

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ДОКУМЕНТЫ, ПОДТВЕРЖДАЮЩИЕ ПРАКТИЧЕСКУЮ РЕАЛИЗАЦИЮ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ



Акт об использовании результатов исследования

Акт об использовании результатов исследования

Настоящий Акт свидетельствует, что аспирантами кафедры «Теплогасоснабжение и вентиляция им. В.И. Шаранова» УлГТУ Морозовым Д.С. и Золным М.В. и к.т.н., доцентом кафедры Папушкиной О.В. разработаны технология подогрева обратной сетевой воды выпаром атмосферного деаэратора, позволяющая исключить потери теплоты, удаляемой с выпаром деаэратора в атмосферу, повысить экономичность и эффективность котельной установки и снизить расход производственного пара.

Данное решение рекомендовано к внедрению в производственный процесс на котельной предприятия «AB InBev Efes» г. Ульяновск.

Менеджер технической службы АО «АБ ИнБев Эфес» Самойлов А.В.

04.10.2023



АКТ

о внедрении

Настоящий Акт свидетельствует, что аспирантами кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция им. В.И. Шарипова» УлГТУ Морозовым Д.С. и Золиным М.В. (руководитель к.т.н., доцент кафедры Пазушкина О.В.) в 2021-2022 годах проведено экспериментальное исследование работы атмосферного деаэрата с минимальным расходом выпара и выявлено, что в определенных режимах эксплуатации при практически полном закрытии трубопровода отвода выпара обеспечивается нормативное качество деаэрированной воды, снижается расход производственного пара и повышается экономичность котельной установки.

В результате установлено, что наилучшие показатели качества деаэрированной воды достигаются в случае подпитки деаэрата только конденсатом с производства при закрытом трубопроводе отвода выпара. Определено, что в случае подпитки атмосферного деаэрата только конденсатом с производства (при отсутствии подпитки химически очищенной водой) деаэрат может эффективно эксплуатироваться с закрытым трубопроводом отвода выпара до появления подпитки химически очищенной водой.

Результаты данного исследования приняты к использованию и внедрены в производственный процесс на котельной предприятия «АВ InBev Efes» г. Ульяновск в 2023 г.

Менеджер технической службы АО «АВ ИнБев Эфес» Самойлов А.В. 

М.П. 

04.10.2023

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

об использовании результатов исследования

Настоящее заключение свидетельствует, что руководителем группы повышения эффективности производства тепловых сетей филиала «Ульяновский» ПАО «Т Плюс» Калабановским П.И. и аспирантом кафедры «Теплогасоснабжение и вентиляция им. В.И. Шарапова» УлГТУ Золиным М.В. под руководством доцентов кафедры Пазушкиной О.В. и Замалеевым М.М. разработан узел вакуумной деаэрации, позволяющий:

- обеспечить работу водоструйного эжектора с глубоким вакуумом в вакуумном деаэраторе за счёт более низкой температуры рабочей воды;

- обеспечить достаточное охлаждение рабочей воды водоструйного эжектора за счёт подмешивания данной воды к исходной, которая далее дополнительно охлаждается в градирне;

- получить экономический эффект за счет перераспределения потоков воды и использования охлажденной воды эжектора в цикле работы ТЭЦ.

Данное технологическое решение защищено патентом на изобретение и рассматривается вопрос внедрения на электрических станциях филиала «Ульяновский» ПАО «Т Плюс».

Директор филиала
«Ульяновский» ПАО «Т Плюс»

М.Р. Феткуллов



ПРИЛОЖЕНИЕ Б

ОБЪЕКТЫ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 183168

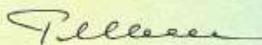
**УЗЕЛ ВАКУУМНОЙ ДЕАЭРАЦИИ ДОБАВОЧНОЙ
ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ КОТЛОВ
ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ**

Патентообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Ульяновский государственный технический университет" (RU)*

Авторы: *Шарапов Владимир Иванович (RU), Золин Максим Вячеславович (RU), Кудрявцева Екатерина Валерьевна (RU), Пазушкина Ольга Владимировна (RU)*

Заявка № 2018120258
 Приоритет полезной модели 31 мая 2018 г.
 Дата государственной регистрации в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 12 сентября 2018 г.
 Срок действия исключительного права на полезную модель истекает 31 мая 2028 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности

 Г.П. Изrael



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 193151

ДЕАЭРАТОР

Патентообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Ульяновский государственный технический университет" (RU)*

Авторы: *Шарапов Владимир Иванович (RU), Золин Максим Вячеславович (RU), Пазушкина Ольга Владимировна (RU), Темников Алексей Сергеевич (RU)*

Заявка № 2019112171

Приоритет полезной модели 22 апреля 2019 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации 15 октября 2019 г.

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает 22 апреля 2029 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2786057

ДЕАЭРАЦИОННАЯ УСТАНОВКА

Патентообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Ульяновский государственный технический университет" (RU)*

Авторы: *Пазушкина Ольга Владимировна (RU), Золин Максим Вячеславович (RU), Морозов Дмитрий Сергеевич (RU)*

Заявка № 2021127666

Приоритет изобретения **20 сентября 2021 г.**

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации **16 декабря 2022 г.**

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает **20 сентября 2041 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

документ подписан электронной подписью
Сертификат 68b8d077e14e-f010a94cedbd24145d5c7
Владелец *Зубов Юрий Сергеевич*
Действителен с 26.05.2022 по 26.05.2033

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2789762**УЗЕЛ ВАКУУМНОЙ ДЕАЭРАЦИИ**

Патентообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ" (RU)*

Авторы: *Пазушкина Ольга Владимировна (RU), Золин Максим Вячеславович (RU), Замалеев Мансур Масхутович (RU), Калабановский Павел Ильич (RU)*

Заявка № 2022112815

Приоритет изобретения 12 мая 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 09 февраля 2023 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 12 мая 2042 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 68b80077e14e40f0a94e0bd24145d5c7
Владелец: **Зубов Юрий Сергеевич**
Действителен с 26.03.2022 по 26.05.2023

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2023682170

Расчёт температурных показателей и экономии пара
при атмосферной деаэрации

Правообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Ульяновский государственный технический университет» (RU)*

Авторы: *Золин Максим Вячеславович (RU), Пазушкина Ольга Владимировна (RU), Морозов Дмитрий Сергеевич (RU)*

Заявка № 2023680652

Дата поступления 10 октября 2023 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 23 октября 2023 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

документ подписан электронной подписью
Сертификат 429b6a0fe3863364ba96f83b73b4aa7
Владелец: **Зубов Юрий Сергеевич**
Действителен с 18.05.2023 по 02.08.2024

Ю.С. Зубов